

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

**Technická diagnostika turbokompresorů**

**Technical Diagnostics of Turbo Compressors**

Student:

Bc. Jan Wrona

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Jan Blata, Ph.D.

Ostrava 2013

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jan Wrona**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 72 Technická diagnostika, opravy a udržování  
Téma: **Technická diagnostika turbokompresorů**  
**Technical Diagnostics of Turbo Compressors**

### Zásady pro vypracování:

Obecně lze říci, že doprava a stlačování koksárenských plynů sebou přináší spoustu úskalí týkajících se bezpečnosti provozu a bezpečnostních nároků kladených na daná zařízení a s tím spojenou problematiku diagnostiky technického stavu. Proved'te analýzu dané problematiky a zvolte vhodné metody technické diagnostiky, tyto metody vhodně aplikujte na vybrané turbokompresory v podmínkách provozu podniku, proved'te závěrečné zhodnocení měření.

### V rámci zadání zpracujte:

1. Rešerši a analýzu dané problematiky.
2. Ideově technický návrh řešení dané problematiky.
3. Zpracujte aplikaci na daný objekt.
4. Proved'te potřebná měření.
5. Proved'te konkrétní provozní vyhodnocení.

Další podrobnější specifikace provede vedoucí práce a firma OKK Koksovny, a.s.

Seznam doporučené odborné literatury:

JENČÍK, J. – VOLF, J. A KOL.: *Technická měření*. ČVUT v Praze 2003, 212 s., ISBN 80-01-02138-6

HELEBRANT, F., ZIEGLER, J., MARASOVÁ, D. *Technická diagnostika a spolehlivost I - Tribodiagnostika*. 1. vydání, Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2001, 158 s. ISBN 80-7078-883-6.

HELEBRANT, F. – ZIEGLER, J.: *Technická diagnostika a spolehlivost II – Vibrodiagnostika*. VŠB – TU Ostrava, Ostrava 2004, 1. vydání, 178 s., ISBN 80 – 248 – 0650 – 9.

ŠAFR, E. *Technika mazání*. 2. dopl. vydání, SNTL Praha - Nakladatelství technické literatury, Praha, 1970. 381 s. ISBN 04-010-70

TŮMA, J.: *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Sdělovací technika Praha 1997, 174 s., ISBN 80-901936-1-7.

MILÁČEK, S.: *Měření a vyhodnocování mechanických veličin*. ČVUT v Praze 2001, 231 s., ISBN 80.01-02417-2

*Podkladové materiály - ADASH s.r.o., Brüel Kjaer, SKF Ložiska a.s.*

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jan Blata, Ph.D.**

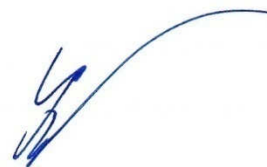
Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



---

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



---

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### **Místopřísežné prohlášení**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....  
Bc. Jan Wrona

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavře licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:.....

.....

podpis

Adresa trvalého pobytu:

Bc. Jan Wrona

Služovice č.178

okr. Opava

747 28

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

WRONA, J. *Technická diagnostika turbokompresorů*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2013, 72 stran. Vedoucí práce: Ing. Blata, J., Ph.D.

Úkolem této diplomové práce je sledování technického stavu turbokompresorů pro dopravu a stlačení koksárenského plynu. V první části se zabývám teoretickými poznatky týkajícími se vibrodiagnostiky a druhy způsobů měření a vyhodnocení vibrací. Dále v diplomové práci jsou uvedeny různé druhy kompresorů a turbokompresorů. Následně je popsán měřicí přístroj a vyznačené body měřené na turbokompresoru. V praktické části se zabývám problematikou měření vibrací turbokompresorů a tyto naměřená data jsou podrobena důkladné analýze s cílem stanovit vhodná doporučení.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

WRONA, J. *Technical Diagnostics of Turbo Compressors*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2013, 72 pages. Supervisor: Ing. Blata, J., Ph.D.

The object of this thesis is monitoring of the technical state of turbocompressors for transport and compression of coke gas. In the first part I deal with theoretical reces of knowledge related to vibrodiagnosis and kinds of wals of measuring and evaluation of vibrations. Different kinds of compressors and turbocompressors are presented in next part of the thesis. Then a measuring device and marked points measured on the turbocompressor. In the practical part I deal with the problems of measuring the vibrations of turbocompressors and these recorded data are subjected to a thorough analysis with the aim to set proper recommendations.

## Obsah

Seznam použitých symbolů a zkratk	9
Úvod	10
1 Základy vibrodiagnostiky	12
1.1 Harmonické kmitání a její charakteristika	12
1.2 Druhy a způsoby měření vibrací	14
1.3 Volba časového okna	16
1.4 Zásady pro volbu měřících míst	17
2 Druhy a způsoby vyhodnocení vibrací	18
2.1 Měření a vyhodnocení spekter signálů	18
2.2 Druhy metod vibrační diagnostiky	19
2.2.1 Metody měření technických stavů valivých ložisek	19
2.2.2 Orbitální analýza	21
2.2.3 Modální analýza	23
2.2.4 Multiparametrická diagnostika	24
3 Druhy kompresorů	26
3.1 Objemové kompresory	27
3.1.1 Pístové kompresory	27
3.1.2 Rotační kompresory	29
3.2 Rychlostní kompresory	33
3.2.1 Charakteristika turbokompresorů	34
3.3 Oblasti užití odlišných typů kompresorů	38
4 Použitý měřicí přístroj a volba měřících míst	39
4.1 Měřicí přístroj	39
4.2 Volba měřících míst na turbokompresoru	40
5 Turbokompresory radiální a jejich konstrukční části	45
5.1 Oběžná kola	47
5.2 Vyrovnávací píst	48
5.3 Rotor turbokompresoru radiálního	48
5.4 Stator turbokompresoru radiálního	49
5.5 Ložiska	49
5.6 Ucpávky	50
5.7 Spojky	51
5.8 Pohon turbokompresorů	52
5.8.1 Popis motoru turbokompresoru č. 1, č. 2 a č. 3	53
5.9 Převodovky	54
5.9.1 Popis převodovky turbokompresoru č. 1, č. 2 a č. 3	55
6 Vyhodnocení naměřených dat turbokompresorů	56

6.1	Soustrojí turbokompresorů společnosti koksovna Svoboda .....	56
6.2	Měření a vyhodnocení mohutnosti vibrací.....	59
6.2.1	Měření a vyhodnocení stavu ložisek.....	61
6.3	Vyhodnocení frekvenčních spekter.....	64
6.3.1	Frekvenční spektra rychlosti vibrací.....	64
6.3.2	Frekvenční spektra zrychlení vibrací.....	66
	Závěr .....	70
	Poděkování.....	71
	Použitá literatura: .....	72



## Seznam použitých symbolů a zkratek

$a$	zrychlení vibrací	$[\text{m.s}^{-2}]$
$A_{\text{max}}$	maximální špička zrychlení vibrací	$[\text{m.s}^{-2}]$
ČSN ISO	česká státní norma převzata z normy mezinárodní	$[-]$
$f$	frekvence kmitání	$[\text{Hz}]$
$f_n$	otáčková frekvence	$[\text{Hz}]$
$f_z$	frekvence záběru zubů	$[\text{Hz}]$
$F_C$	faktor vrcholu	$[-]$
$F_f$	faktor tvaru	$[-]$
FFT	rychlá Fourierova transformace	$[-]$
$M$	objemový tok	$[\text{m}^3.\text{h}^{-1}]$
$n$	otáčky	$[\text{min}^{-1}]$
$p(x)$	pravděpodobnost	$[-]$
$v$	rychlost vibrací	$[\text{m.s}^{-1}]$
$V_{\text{max}}$	maximální rychlost (amplituda rychlosti)	$[\text{m.s}^{-1}]$
$x$	okamžitá výchylka	$[\text{m}]$
$X_{\text{ave}}$	střední absolutní hodnota	$[\text{m}]$
$X_{\text{max}}$	maximální amplituda	$[\text{m}]$
$X_{\text{RMS}}$	střední kvadratická hodnota	$[\text{m}]$
$\bar{x}$	střední hodnota	$[-]$
$\varepsilon$	tlakový poměr	$[-]$
$\sigma$	standardní odchylka vůči nulovému signálu	$[-]$
$\omega$	úhlová rychlost	$[\text{rad.s}^{-1}]$

# Úvod

Vibrodiagnostický vývoj je vlastně vývoj technické diagnostiky, přičemž tento vývoj vychází od vizuálních a pocitových vjemů a o zesílení vibračního signálu až k využití nejmodernější měřicí techniky. Velkým přelomem pro vibrodiagnostiku bylo nasazení informačních technologií a právě to nám umožnilo nejen měření vibračního signálu, ale také i jeho vyhodnocení v reálném čase.

Vibrodiagnostika používá jako diagnostickou veličinu vibrace, a právě tato diagnostická veličina dává informace k určení technického stavu rotujících částí strojů. Včasné odhalení vznikající poruchy je pak hlavním předpokladem pro taktické plánování nápravných opatření. Vibrace mohou být vyvolány několika různými příčinami a to dynamickým namáháním stroje, technickým stavem ložisek, hřídelí, převodovek, nevyváhou rotujících součástí, nesouosostí a různými dalšími příčinami. [1]

Aplikace vibrodiagnostických metod mého měření bude realizováno na turbokompresorech, které se nacházejí ve firmě koksovna Svoboda. Historie této společnosti se datuje k roku 1908, kdy byla založena společnost koksovna Svoboda, která byla pod jménem František. Pak byla párkrát přejmenována (Generál Svoboda, Vítězný únor, Svoboda). Po komplikovaném vývoji se koksovna Svoboda, stala v roce 1952 součástí Ostravsko karvinských koksoven, s kterými sdílela všechny následující proměny. Jednou z velkých proměn bylo v roce 2001, kdy se zavedlo do provozu moderní zařízení pro sušení a mletí koksu na koksový prach. A tento prach se používá zpětně jako ostřidlo pro výrobu koksu. V roce 2012 byl zaveden do provozu nový turbokompresor, který odsává pod stlačením koksárenský plyn.

Nejzákladnější činností této společnosti je výroba koksu z kvalitního koksovatelného uhlí, které nám dodává nejenom ostravsko-karvinský revír, který je součástí hornoslezské pánve, ale i uhlí z jiných částí Evropy a světa. Bez našich produktů se neobejde výroba tepelných izolací, produkce železa, chemická výroba a spousta jiných odvětví. Tato společnost spadá do evropské špičky a to v obru výroby koksu. Kromě různých druhů koksu, vyráběných pro náročnou klientelu na domácím i zahraničním trhu, vyrábějí koksovny nezanedbatelné množství koksárenského plynu, odsířeného pod hranicí  $50 \text{ mg/m}^3$ , dehet, benzol, síran amonný a elementární síru. Koksovna Svoboda má dnes čtyři koksárenské baterie - celkový počet komor je 210. Kapacita komor je přibližně 16 tun koksu, výrobní cyklus trvá přibližně 32 až 34 hodin. Výrobní kapacita koksovy Svobody s celkovým počtem 720 zaměstnanců činí asi 800 tis. tun koksu ročně. [9]



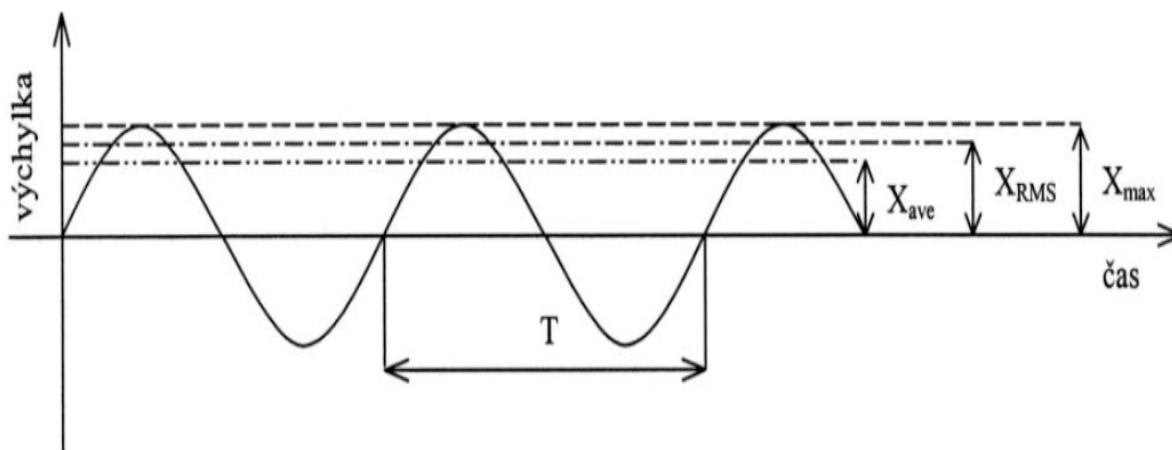
**Obr. 0.1 Koksovna Svoboda**

# 1 Základy vibrodiagnostiky

## 1.1 Harmonické kmitání a její charakteristika

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [1]

Harmonické kmitání je příkladem nejjednoduššího periodického kmitání, které se po stejné době, periodě, pravidelně opakuje stejný časový průběh. Toto harmonické kmitání je zobrazeno na obr. 1.1.



Obr. 1.1 Harmonické kmitání s označením maximální amplitudy, střední kvadratické a absolutní hodnoty [1]

$$\text{Frekvence kmitání: } f = \frac{1}{T} \quad (1.1)$$

$$\text{Okamžitá výchylka: } x = X_{\max} \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right) = X_{\max} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) = X_{\max} \cdot \sin(\varpi \cdot t) \quad (1.2)$$

kde je kruhová frekvence –  $\varpi = 2 \cdot \pi \cdot f$

maximální výchylka – amplituda výchylky –  $X_{\max}$

$$\text{Rychlost: } v = \frac{dx}{dt} = \varpi \cdot X_{\max} \cdot \cos(\varpi \cdot t) = V_{\max} \cdot \cos(\varpi \cdot t) = V_{\max} \cdot \sin\left(\varpi \cdot t + \frac{\pi}{2}\right) \quad (1.3)$$

$$\text{Zrychlení: } a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} = -\varpi^2 \cdot X_{\max} \cdot \sin(\varpi \cdot t) = -A_{\max} \cdot \sin(\varpi \cdot t) = A_{\max} \cdot \sin(\varpi \cdot t + \pi) \quad (1.4)$$

kde je maximální zrychlení – amplituda zrychlení –  $A_{\max}$

maximální rychlost – amplituda rychlosti –  $V_{\max}$

čas –  $t$

Ostatní veličiny:

$$\text{Střední absolutní hodnota: } X_{ave} = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T |x| \cdot dt \quad (1.5)$$

$$\text{Střední kvadratická hodnota: } X_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T x^2 \cdot dt} \quad (1.6)$$

kde hodnota RMS je důležitá tím, že zahrnuje informaci o výkonu kmitání.

$$\text{Harmonický pohyb: } X_{RMS} = \frac{\pi}{2 \cdot \sqrt{2}} \cdot X_{ave} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot X_{max} \quad (1.7)$$

Závislosti lze obecněji vyjádřit:

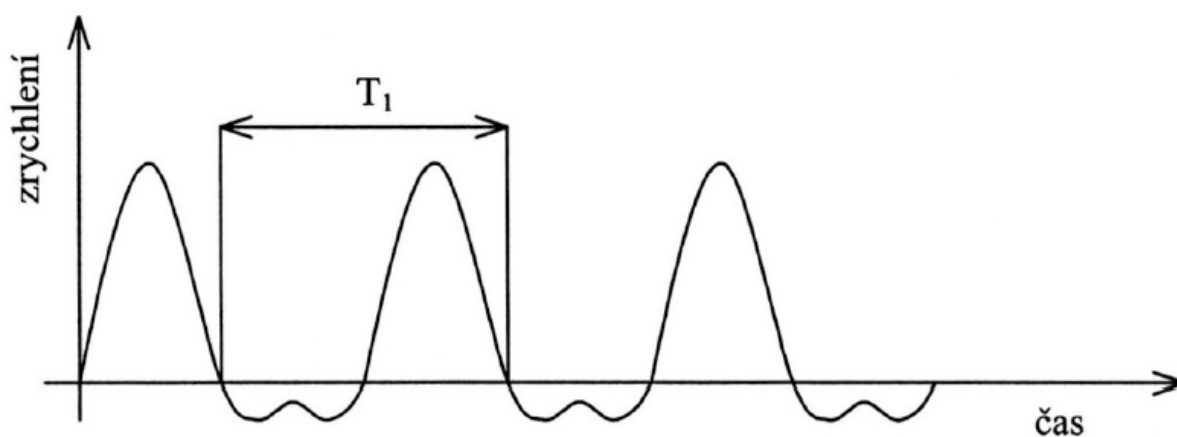
$$X_{RMS} = F_f \cdot X_{ave} = \frac{1}{F_C} \cdot X_{max} \quad (1.8)$$

$$\text{kde je } F_f = \frac{X_{RMS}}{X_{ave}}; F_C = \frac{X_{max}}{X_{RMS}}$$

$$\text{Faktor: faktor tvaru - } F_f = \frac{\pi}{2 \cdot \sqrt{2}}$$

$$\text{faktor vrcholu - } F_C = \sqrt{2}$$

Ne každé kmitání není čistě harmonického pohybu. Na obr. 1.2 je zobrazen jeden z případů neharmonického periodického pohybu. Z výše uvedených veličin ( $max.$ ,  $ave$ ,  $RMS$ ,  $F_f$ ,  $F_C$ ) získáme informace, pomocí nichž se dozvíme, zda se nejedná o harmonický pohyb.



Obr. 1.2 Neharmonický periodický pohyb [1]

## 1.2 Druhy a způsoby měření vibrací

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [1]

Pro sledování vibračního stavu existují pouze dva hlavní druhy snímačů a to:

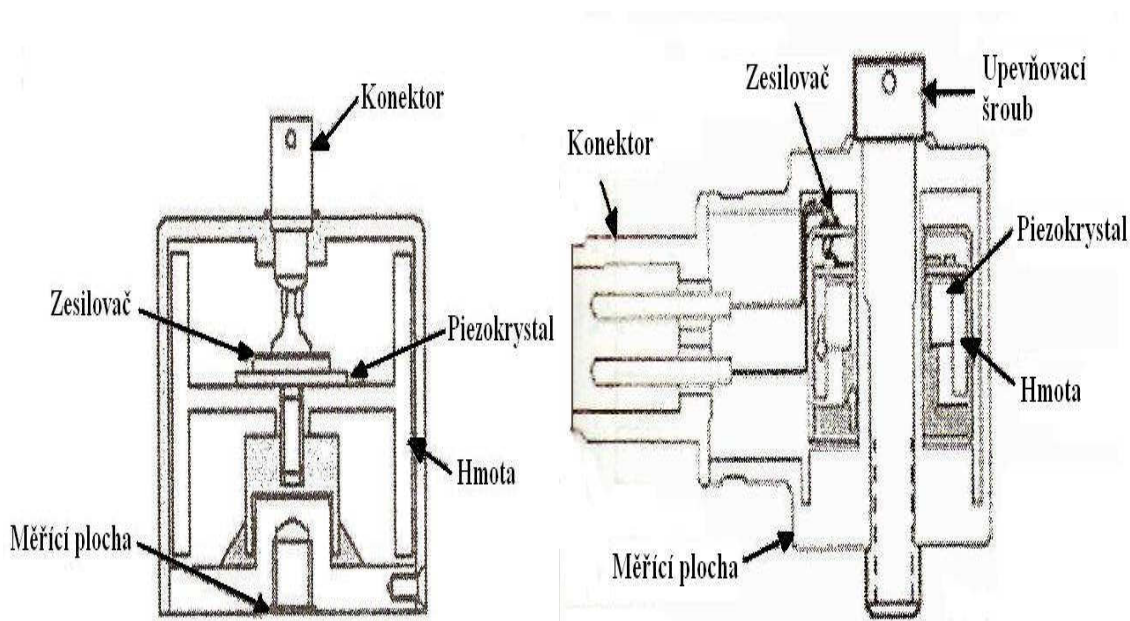
- a) Seismická zařízení – se na konstrukci stroje montují a výstupem je míra absolutních vibrací konstrukcí daného stroje
- b) Snímače relativní výchylky – měří především výchylku vibrací a také střední polohu mezi rotujícími a nerotujícími součásti.

Snímače se vybírají na dané aplikace většinou podle, měřené veličiny vibrací (rychlost, zrychlení, výchylka), anebo pokud měříme absolutní a relativní vibrace, zda provádíme nízkofrekvenční měření, či běžné frekvenční vibrace apod.

Druhy snímačů pro sledování vibrací máme:

- a) Akcelerometry

Patří mezi nejrozšířenější a jejich výstup může být libovolnou veličinou, jakož je zrychlení, rychlost a výchylka vibrací. Akcelerometry patří do seismického zařízení, které vytvářejí výstupní signál úměrný mechanickému vibračnímu zrychlení měřeného tělesa. Snímače se připevňují na neotáčející se části stroje. Tyto akcelerometry jsou významné, velkým dynamickým a širokým frekvenčním rozsahem. Obsahují jeden nebo více piezoelektrických krystalových elementů a právě tento krystal vytváří elektrický náboj, jenž se rovná působící síle. Akcelerometry se dělí podle jeho umístění a hmoty ve snímači na tlakové a smykové. Akcelerometr tlakový a smykový je zobrazen na obr. 1.1.



Obr. 1.3 Akcelerometr tlakový a smykový [1]

#### b) Snímače rychlostí

U tohoto snímače lze výstupní signál integrovat na výchylku vibrací. Patří mezi seismické zařízení, a proto jsou schopny vytvářet napěťový signál, který je úměrný mechanické vibrační rychlosti tělesa. Tyto snímače by se měli připevňovat pouze na nerotující části stroje. Uvnitř snímače vibrací je cívka, která vlivem vibrací kmitá v poli permanentního magnetu.



Obr. 1.4 Snímač rychlosti vibrací ASV5 – 2 [3]

#### c) Bezdotykové sondy

Mezi rotujícími a nerotujícími částmi stroje je jejich výstupní signál přímo úměrný relativní výchylce vibrací. Je velmi důležité měřit výchylku mezi rotorem a statorem zejména u velkých rotujících strojů, které mají, příliš velkou hmotnost nosné konstrukce ve srovnání s hmotností rotoru. Relativní výchylku nazýváme také jako snímač výchylky a je to bezdotykové zařízení, které má schopnost ověřit vibrační výchylku otáčejícího hřídele oproti stacionárnímu ložisku. Převážně snímače výchylky, také pracují na principu vířivých proudů. Cívkou prochází vysokofrekvenční proud, který vytváří vysokofrekvenční magnetické pole. Když se do pole vloží elektricky vodivý materiál, tak se v tomto materiálu vytvoří vířivé proudy a právě ty berou energii z vysokofrekvenčního magnetického pole.



Obr. 1.5 Bezdotyková sonda vibrací [4]

### 1.3 Volba časového okna

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [1]

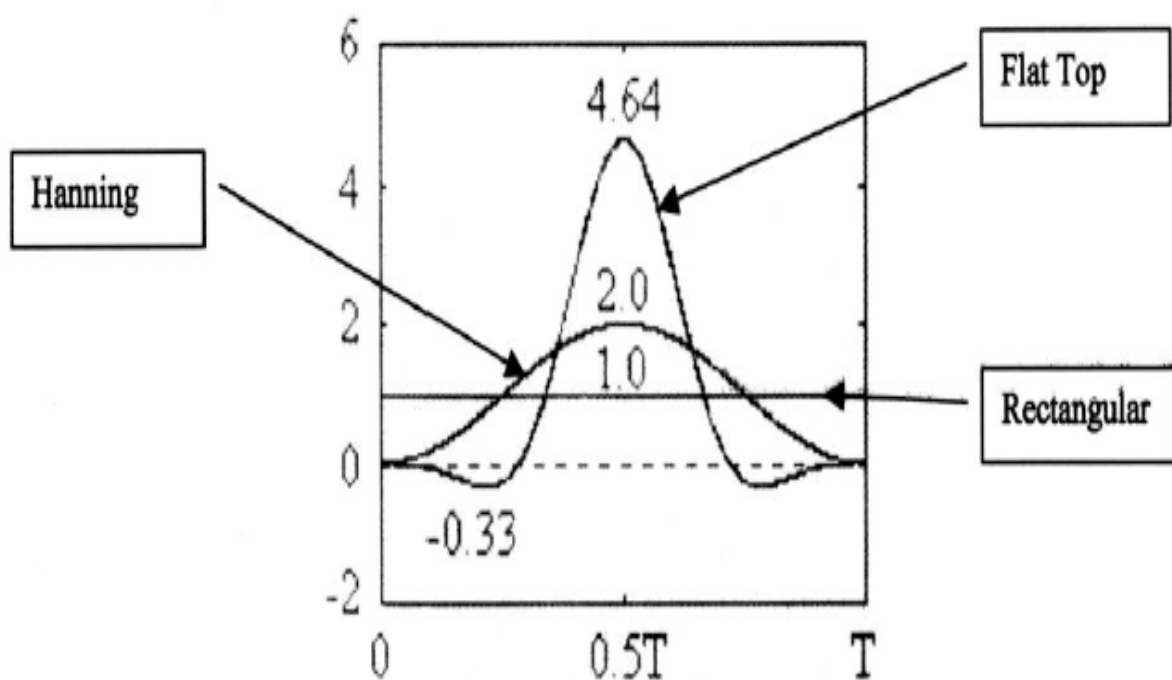
Hodnoty časového průběhu jak na začátku, tak i na konci časového průběhu jsou upravovány časovým okénkem. Je důležité zvolit před začátkem analýzy správné okno, protože jeho zvolení výrazně ovlivňuje přesnost analýzy. Mezi známá časová okna patří typy, jako jsou Flat Top, Rectangular a Hanning.

Okna Flat Top a Hanning mají společnou vlastnost a tou je plynulý přechod z nuly jak na začátku, tak i na konci záznamu na rozdíl od skokové změny u okna Rectangular. Největší váhu signálu uprostřed záznamu dávají okna Flat Top a Hannig, ale jejich váha je nízká na konci. Jediné okno, které má zápornou váhu, je Flat Top.

Okno Rectangular je vhodnější v případě, kdy spektrum obsahuje složky od základní frekvence, které právě odpovídají frekvenční vzdálenosti mezi složkami spektra.

Okno Flat Top je vhodnější právě tehdy, když je nutné znát přesnou amplitudu což je například cejchování.

Okno Hanning se většinou využívá v případech, když se nezná ani amplituda, nebo frekvence složek signálu, protože cílem analýzy je zjistit tyto parametry.



Obr. 1.6 Časová okna [1]



## **1.4 Zásady pro volbu měřících míst**

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [1]

Správné určení, kde bude snímač připevněn, je vzhledem k účelům monitorování stavu vibrací, tak závisí na tom na kterém objektu a na jakých vibrodiagnostických parametrech mají být měřeny. Jednoduše řečeno se doporučuje umístit snímače na ložiska nebo poblíž nich, takže délka šíření signálu by měla být kratší, a také by mělo směřovat na osu maximálního zatížení hlavní osa snímače, anebo alespoň ležet v oblasti zatížení. Dle daného typu stroje podle zkušeností lze uvést několik základních obecných zásad pro umístění snímačů:

- v místech, kde se vyskytují nejpravděpodobnější max. hodnoty vibrací (např. uprostřed rozpětí hřídele),
- v místech, ve kterých je malá vůle mezi stojící a otáčející se částí, může se vyskytovat stav přidírání,
- v místech, u nichž lze důvodně předpokládat indikace opotřebení a náhlé poškození.

Hlavní zásady pro volbu umístění měřícího snímače:

- umístění snímačů u klasických strojů, které vyplívají z provozních zkušeností (se doporučuje příloha ČSN ISO 13371-1) a jsou převážně v blízkosti ložisek,
- snímače je lépe umístit na neotáčejících se částech konstrukce, typickým příkladem je na ložiskovém domku a stojanu,
- orientace a značení snímačů by měly být co nejjednodušší pro zajištění opakovatelnosti měření,
- měření se provádí za provozních podmínek a u strojů, které mají proměnlivé otáčky nebo zatížení, tak se provádí měření při mezních podmínkách.

## **2 Druhy a způsoby vyhodnocení vibrací**

### **2.1 Měření a vyhodnocení spekter signálů**

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [1]

Převádění časového signálu na frekvenční spektrum lze provádět pouze dvěma hlavními metodami a to pásmovou analýzou a rychlou Fourierovou transformací. Přičemž pásmová analýza umožňuje signál filtrovat řadou frekvenčních propustí o dané šířce pásma (např. oktávová analýza u akustického signálu). A rychlou Fourierovou transformací (FFT), se ze vzorku časového průběhu daným algoritmem, vypočte frekvenční spektrum neboli vibrační signály.

Stroje, které pracují s periodickým cyklem, je jejich frekvenční spektrum vibračního signálu hlavním zdrojem informací o technickém stavu a příčin poškození jednotlivých částí strojů. Pro tyto frekvenční spektra existují propracované metodiky stanovení poruchových frekvencí a ve vibrodiagnostice jsou frekvenční analyzátory, které používají rychlou Fourierovou transformaci (FFT).

#### **Frekvenční spektrum**

U frekvenčního spektra časového signálu se vyobrazuje v souřadnicích amplitud - frekvence. Časový průběh a frekvenční spektrum jsou z pohledu přenášené energie rovnocenné. U strojů, které pracují s periodickým cyklem, je vibrační signál vytvářen právě těmito periodickými ději, u kterých se frekvenční rozklad, dále rozkládá na množství sinusových signálů s danou amplitudou a také počáteční fází. Tento frekvenční rozklad poskytuje diagnostikovi důležitý nástroj pro určení jak technického stavu, tak i důvody jeho zhoršení a zároveň přiřazením individuálních zdrojů budícím frekvencím ve spektru vibrací. Nejznámějším a nejběžnějším způsobem určení frekvenčního spektra u moderních analyzátorů je FFT a to jak pro svoji přesnost, tak i pro rychlost a srozumitelnost.

## **2.2 Druhy metod vibrační diagnostiky**

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [1]

U vibrační strojních součástí, ze kterých je vyzařován také i hluk mohou být způsobeny buzením z vnějšku kinematicky nebo silově, ale mohou být také samobuzené a to změnou parametrů. Podle technického stavu strojních součástí a jejich stupněm opotřebení se zjistí pravidelnost buzení a jeho intenzita.

### **2.2.1 Metody měření technických stavů valivých ložisek**

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [1,2]

Činnosti valivých ložisek vytvářejí vibrační signály s mnohem menší amplitudou a vyššími frekvencemi, než právě u vibračních signálů, které jsou buzeny otáčkovou frekvencí. Vibrace vznikají nejen silovými impulsy, ale také i odvalováním valivých členů mechanismu ložiska jak po jeho dráze vnitřní, tak i po vnější dráze. Výskyt frekvencí těchto impulsů mohou být pravidelná, ale i náhodná. Když jsou impulsy rozloženy pravidelně, tak vytváří lokální nerovnost povrchu na některé dráze, což je například pitting. Základní frekvence opakujících se impulsů je způsobeno pevným násobkem frekvence otáčení hřídele s ložiskem. Frekvenční spektrum vybuzených vibrací se skládá ze skupin harmonických složek a základními frekvencemi a právě ty závisí na místě poruchy ložiska, jakož je například valivý člen. K dosažení požadovaných výsledků měření docílíme tím, že odfiltrujeme otáčky vibračních signálů a zvýšíme opakující se složky signálů od defektu valivého ložiska.

U obtížnějších strojů není jednoduché ani, tak spolehlivě určit stav poškození valivých ložisek z jednoho měření ze spektra FFT vibrace. Složky spekter, které odpovídají na poškození vnitřního, vnějšího kroužku a valivých těles mohou být maskovány šumem, anebo jinými prvky buzení. Pro stanovení poškození ložiska je nutné znát frekvence rázového buzení vnitřního, vnějšího kroužku, ale i valivých těles a klece. Ostatní postupy prošetřující stavy valivých ložisek vychází ze znalostí, že odvalováním porouchané části ložiska dochází k zvýšení, které vybudí zvýšení úrovně vibrací na frekvenci nárazů, dále to vede k harmonickým a rezonančním frekvencím.

Metody zjišťování vadných ložisek:

- **SPM** (Shock Pulse Meter) – jde o snímání krátkodobých tlakových vln, které jsou způsobeny mechanickými rázy a ty vznikají vlivem drsnosti ložiskových drah a valivých těles. V rozmezí 30 až 40 kHz se vyskytují rázové impulsy. Zaznamenáváme jak prahovou tak i špičkovou úroveň, kterou dále zakreslujeme do grafu a když vstoupí do červeného pásma, tak se jedná o ložisko vadné.
- **BCU** (Bearing Condition Unit) – jedná se o nepřímé měření rázových impulsů za pomoci obsahu energie akustických kmitů šířených v pevném materiálu, které se projevují v kmitočtovém rozhraní mezi 20 až 40 kHz.
- **RBP** (Related Bearing Product) – touto metodou se zjišťují efektivní a špičkové hodnoty zrychlení v oblasti 2 až 16 kHz.
- **Crest factor** – vyhodnotí poměr špičkového zrychlení a jeho střední hodnoty ve frekvenčním pásmu v rozhraní 10 Hz až 10 kHz a také časové posloupnosti.
- **Q faktor** – metoda využívá poměru mezi střední a špičkovou hodnotou amplitudy emitovaného ultrazvukového signálu v pracovní frekvenci o velikosti 40 kHz.
- **K (t) parametr** – jedná se o vyhodnocení vztahu

$$K(t) = \frac{a_{ef(0)} \cdot a_{peek(0)}}{a_{ef(t)} \cdot a_{peek(t)}} \quad (2.1)$$

(0) – výchozí hodnoty zrychlení v čase 0

(t) – okamžité hodnoty zrychlení v čase t

ef – efektivní hodnoty zrychlení

peek – špičková hodnota zrychlení

- **Kurtosis** – je to metoda odhadující statického rozdělení amplitud chvění se zřetelem na odchylku od normálního rozdělení ve frekvenčním rozhraní 2,5 až 80 kHz, které se rozděluje do pěti frekvenčních pásem. A navíc se hodnotí podle velikosti K – faktoru, takže platí pak tedy tento vztah:

$$KA = \frac{\int_{-\infty}^{+\infty} (x - \bar{x})^4 \cdot p(x) dx}{\sigma^4} \quad (2.2)$$

x – amplituda signálu

$\bar{x}$  – střední hodnota

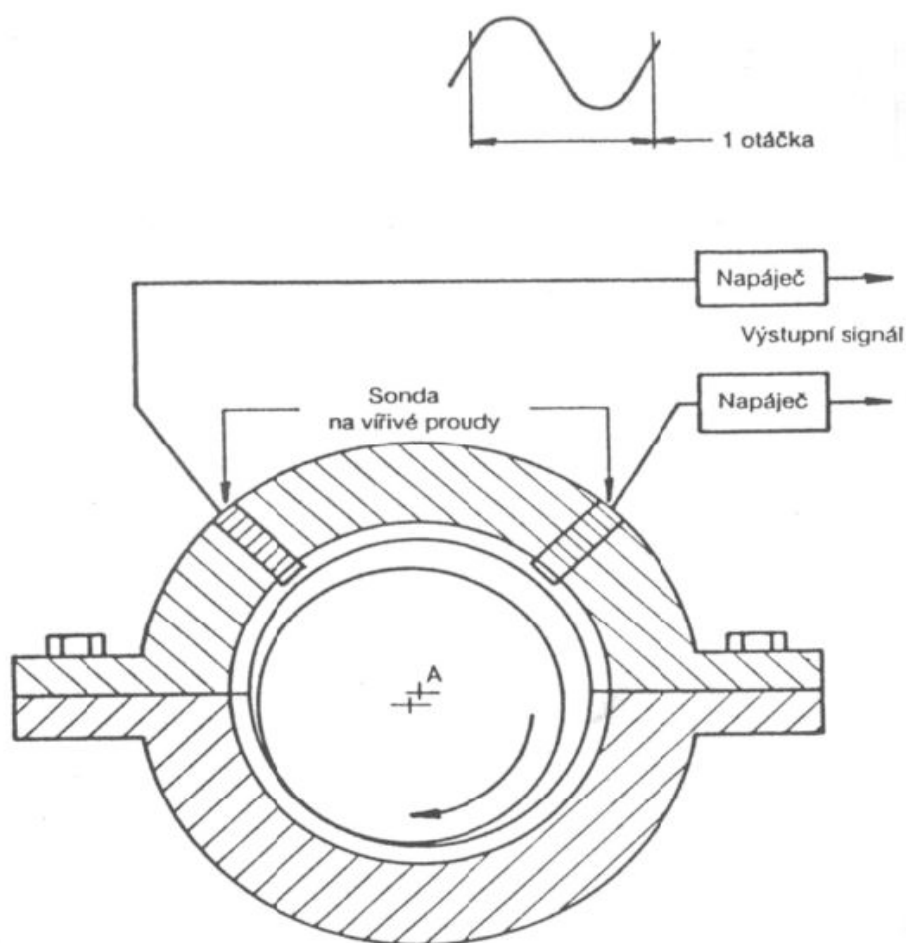
p(x) – pravděpodobnost(x)

$\sigma$  – standardní odchylka vůči nulovému signálu

## 2.2.2 Orbitální analýza

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [1]

Orbit vznikne z dynamické složky vibrací a dvou vzájemně kolmých bezdotykových radiálních snímačů výchylky, které jsou vynesena v souřadnicích kartézských. A tyto snímače by měly být vloženy navzájem ve směru kolmém a to v jedné rovině. Na obr. 2.1 jsou zobrazeny umístění snímačů. Ukázkou vibrací formou orbitu se jedná o znázornění pohybu středu hřídele za jednu, nebo i více otáček kolem statické polohy středu hřídel. Moment synchronizačního impulsu 1 x za otáčku je označen synchronizační značkou. Na obr. 2.1 je znázorněná synchronizační značka. A tímto se pak přijde na směr precesního pohybu hřídele vůči směru otáčení, anebo lze zjistit velikost amplitudy – špička – špička.

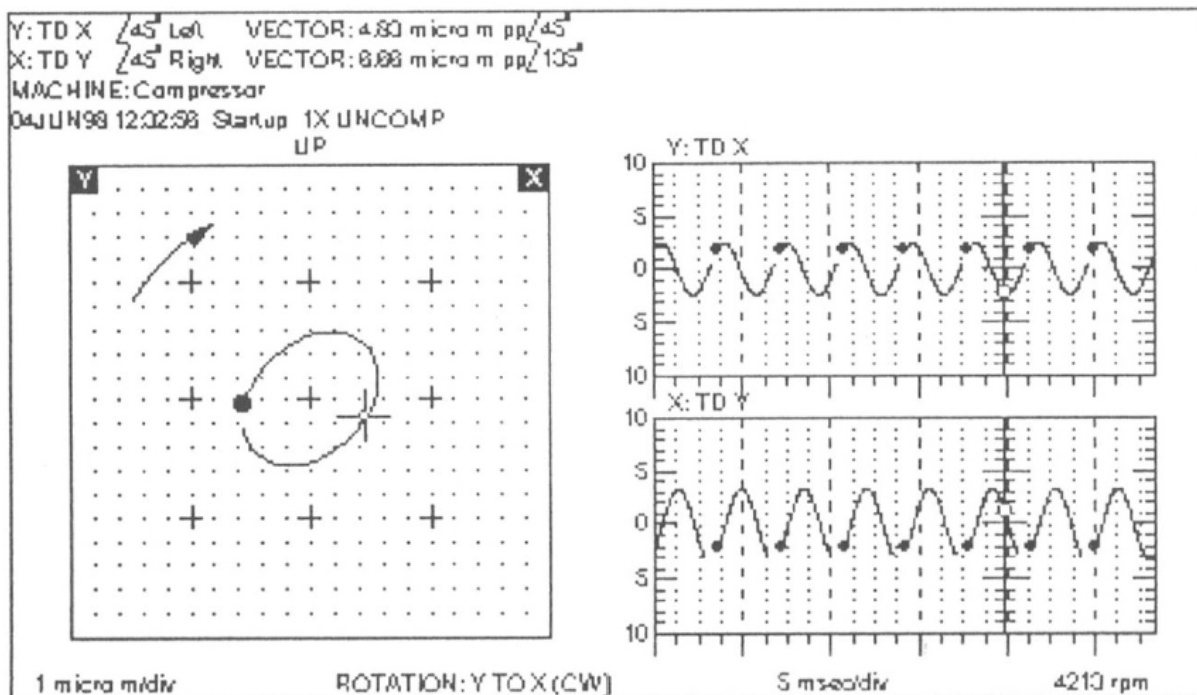


Obr. 2.1 Umístění snímačů na základě vířivých proudů pro měření hřídele v relativním pohybu [1]

Proto, abychom mohli měřit orbitu, tak musíme nejdříve určit absolutní fázi vibrací, přičemž se jedná o zpoždění prvního kladného maxima signálu na určeném snímači, který se udává signálem synchronizační značky v úhlových jednotkách a to znamená, že jeden

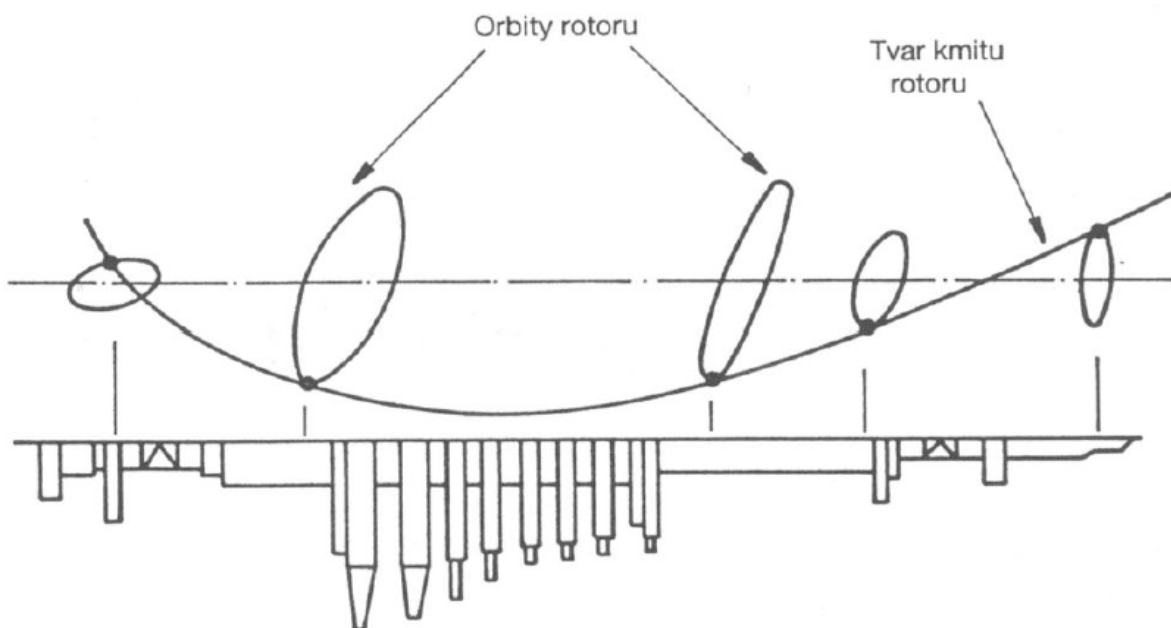
cyklus vibrací se rovná  $360^\circ$ . Takže fázi vibrací můžeme stanovit jak pro frekvenci otáčkovou, tak i pro ostatní celočíselné násobky a podíly otáčkové frekvence.

Podle směru radikálních sil, které účinkují v ložisku, můžeme vyvodit tvar orbity. Na obr. 2.2 je znázorněn tvar orbity. Orbit může mít různé tvary a na obr. 2.2 je vyobrazen tvar eliptický, který mohl vzniknout působením poruch souososti, a to způsobilo předpětí radiální, které dle rozsahu nesouososti zplošťuje a tím vzniknou tvary jako, je banán, nebo „osmička“. Dle zobrazeného obrázku je patrné, že směr hlavní osy orbity je kolmý na směr působení radiální síly.



Obr. 2.2 Ukázka tvaru orbity [1]

Jako z následujících využití orbit můžeme uvést například při diagnostice přídírání, ložiskových vůlí, nestabilit rotoru v kluzných ložiskách a jiné poruchy. Analýzy lze provádět jak na orbity širokopásmového signálu, tak i na orbity signálem filtrovaného na složky harmonické, nebo subharmonické. Je důležité kontrolovat současně statickou polohu středu hřídele, která zároveň s orbitem svědčí o pravdivém pohybu hřídele v měřené rovině a také o riziku přídírání ložiska. Na obr. 2.3 je znázorněn pohyb hřídele v pásmu kritických otáček.



Obr. 2.3 Stanovení pohybu hřídele turbokompresoru [1]

### 2.2.3 Modální analýza

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [1]

Je to obor dynamiky, který k popisu kmitavých rysů a kmitového vystupování inženýrských konstrukcí používá způsoby rozložení komplikovaného průběhu na jednotlivé modální příspěvky. Modální frekvencí a modálním tvarem kmitů může být popisován každý příspěvek.

Při experimentálním průzkumu se naměří odezva konstrukcí, při nichž je řízené buzení ve vybrané síti bodů na povrchu konstrukce. Modální frekvence a modální tvary kmitů se stanovují z vyhodnocených frekvenčních přenosů mezi jednotlivými dvojicemi bodů prostřednictvím regresního výpočtu z odměřených bodů. Mezi takové práce se značí také jako je experimentální modální identifikace, nebo modální testování, což je i součástí použití v diagnostice. Ve výpočtech se také užívají komplexní čísla, díky nimž je umožněno lehce postihovat i tlumení konstrukcí.

Mezi hlavní sledované cíle v modální analýze by stačilo představit pouze tři stanovení:

- vlastní frekvence soustavy,
- tlumení na těchto vlastních frekvencích,
- vlastní tvary kmitů, ale spíše tvary deformací soustav při vibracích na vlastních frekvencích, abychom zabránili možným rezonancím.

Metodou modální analýzy lze poměrně rychle a jednoduše vyřešit následující technické potíže:

- určovat modální frekvence soustavy, které při svolení s budicími frekvencemi mohou vést k nadměrné rezonanci, nebo také i ke kritickým otáčkám, což by vedlo ke zmenšení životnosti a spolehlivosti konstrukcí a navíc i s nepříjemným dopadem k zesílení hlučnosti,
- modifikovat konstrukce přidáním doplňujících prvků, s úmyslem přeladit mimo pásmo škodlivých účinků,
- prostřednictvím metody zviditelnění provozních tvarů kmitů, neboli strukturální stroboskopie animovat pomocí snadného schématu nepříznivé přebytké kmitání konstrukcí při provozu na obrazovce počítače a usilovně hledat jeho původ,
- pro běžné struktury určit z naměřených provozních odezev místa a průběhy vyvolávajících účinků.

## 2.2.4 Multiparametrická diagnostika

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [1]

Podstatou jakékoliv predikce prognózy času do nutné opravy je objektivní vědomost technického stavu monitorovaného objektu s co největší jistotou rozhodnutí. Abychom zvýšily jistotu rozhodnutí o technickém stavu se všemi návaznými pozitivy, je zapotřebí využít multiparametrický přístup, který umožní odhalit nezjistitelné závady za pomoci alespoň jedné měřicí diagnostické metody.

Pro zlepšení detekci a diagnostiku závad a také zvýšení jistoty rozhodnutí o technickém stavu spočívá v použití několika diagnostických metod v multiparametrickém přístupu k provozní diagnostice strojů a zařízení.

Dvojí možný postup má vlastní multiparametrická diagnostika:

### - **Použitím alternativních diagnostických metod**

Jako klasický příklad lze uvést diagnostiku defektu na vnějším kroužku valivého ložiska. Opakované vibrační signály se vytvářejí tím, že valivý element narazí během svého průchodu na defekt. Pak tedy amplituda tohoto signálu je natolik malá, že když použijeme metodu měření celkových vibrací, tak ve spektru celkových vibrací vybuzeých strojem je natolik nečitelná, že se až ztrácí. Nakonec jsme donuceni využít multiparametrickou diagnostiku, která využívá tyto následující vibrodiagnostické metody:



- ENV AVE (průměrná hodnota obálky),
- ENVPEAK(špičková hodnota obálky),
- SEE (spektrální emitovaná energie).

- **Použitím několika metod technické bezdemontážní diagnostiky**

Jde o zvolení kombinace přijatelných metod technické bezdemontážní diagnostiky.

Jedná se o celou řadu možných kombinací např.:

- Vibrodiagnostika + termodiagnostika + tribodiagnostika,
- Vibrodiagnostika + tribodiagnostika + optická defektoskopie,
- Vibrodiagnostika + optická defektoskopie a další.

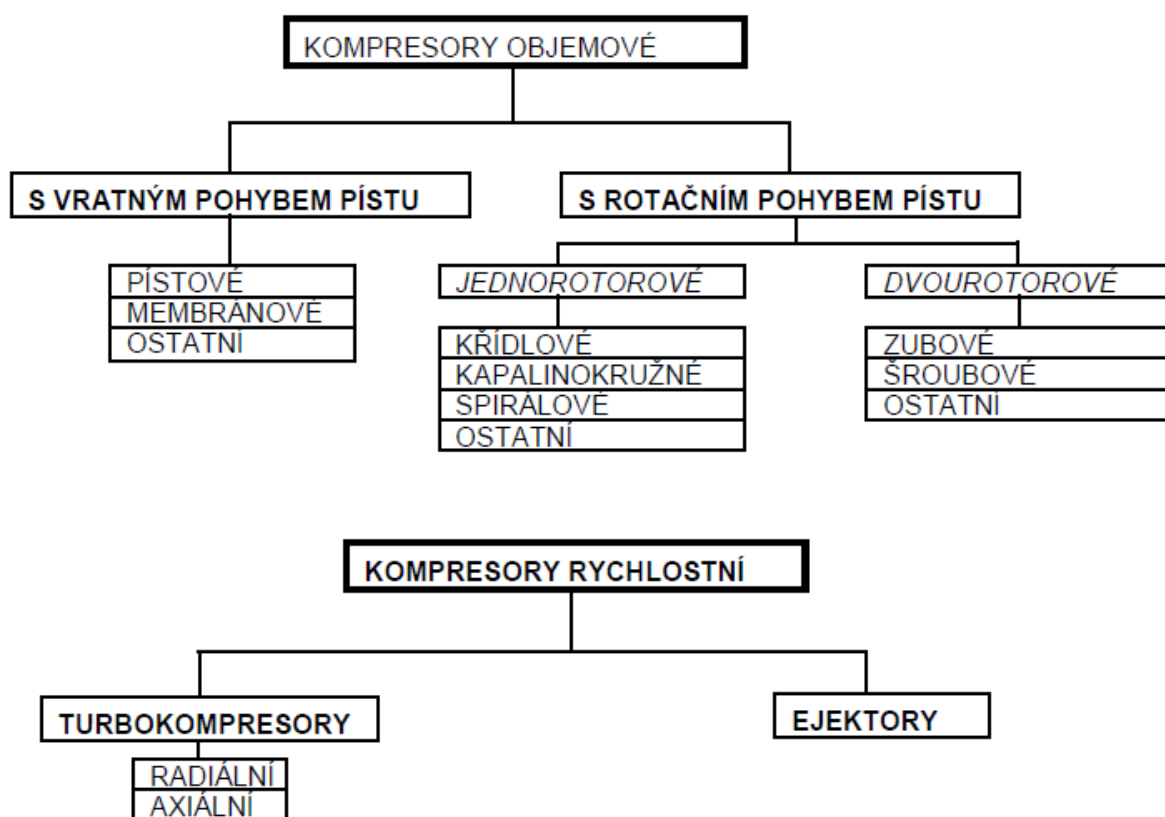
Tyto možné postupy nám umožní provádět preventivní kroky ke zvětšení provozní spolehlivosti prostřednictvím vedení údržby v celém svém komplexu.

### 3 Druhy kompresorů

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [5]

Obor zabývající se stlačování plynů je v dnešním průmyslu hodně významný, protože kompresory vměšují do veškerých oborů lidských činností. Asi 30% celkové spotřeby elektrické energie v celosvětovém měřítku se vynakládá na pohon kompresoru a právě proto by se mělo naléhavě a hodně úsporně hospodařit. A na základě toho se v dnešní době vytvářejí nové druhy strojů a zároveň je zlepšována jejich konstrukce, která vylepší jejich energetické parametry a smysluplné využití přiváděné energie.

V roce 1894 byl vyroben první ležatý pístový kompresor s Hoerbigerovými ventily. Krátce potom již přišlo i k průmyslové výrobě turbokompresorů a to nejen ve Francii a v Anglii, ale i také ve Škodových závodech v roce 1907. V roce 1934 byl vyroben švédským inženýrem Alfrédem Lysholmem první provozuschopný bezmazný šroubový kompresor a k rozvíjení mazných kompresorů vzniklo až v roce 1959. V přítomnosti se využívá k pohonu pneumatických motorů a mechanismů i k přímému použití právě stlačeného vzduchu. Dle způsobu stlačování se kompresory rozdělují na objemové a rychlostní a jejich další členění je zobrazeno na obr. 3.1.



Obr. 3.1 Dělení kompresorů dle stylu práce a provedení [5]

### **3.1 Objemové kompresory**

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [5]

U těchto kompresorů s ventilovým rozvodem dojde ke zvětšení tlakové energie snížením pracovního prostoru ve válci, ve kterém je plyn uzavřený. K přímočarému vratnému chodu pístu lze docílit periodickými změnami objemu tohoto prostoru u kompresorů pístových a u membránových kompresorů vzniká přímočarý vratný pohyb při prohýbání pružné membrány. Název kompresory rotační vznikl tím, že kompresory bez klikového mechanismu používají rotačního pohybu pístu. Náhradou ventilového rozvodu používají snadnější konstrukční úpravy s pevně nastaveným konstantním tlakovým poměrem. Komprese vnitřní je většinou doprovázena vnější kompresí, uskutečňující se až za výtlačným hrdlem kompresoru.

#### **3.1.1 Pístové kompresory**

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [5]

Tyto kompresory sotva nacházejí užití v chemickém průmyslu, kde se používá jejich schopnost docílit největších tlaků. U velkých pístových kompresorů lze dosáhnout jejich pracující výkonnost až na  $20\,000\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ , ale maximální příkon energie přiváděný k jejich pohonu bývá až 5 MW. Malé dotlačovací kompresory se užívají v takových místech, tam kde tlak vzduchu v rozvodné síti sníží pod přípustnou mez.

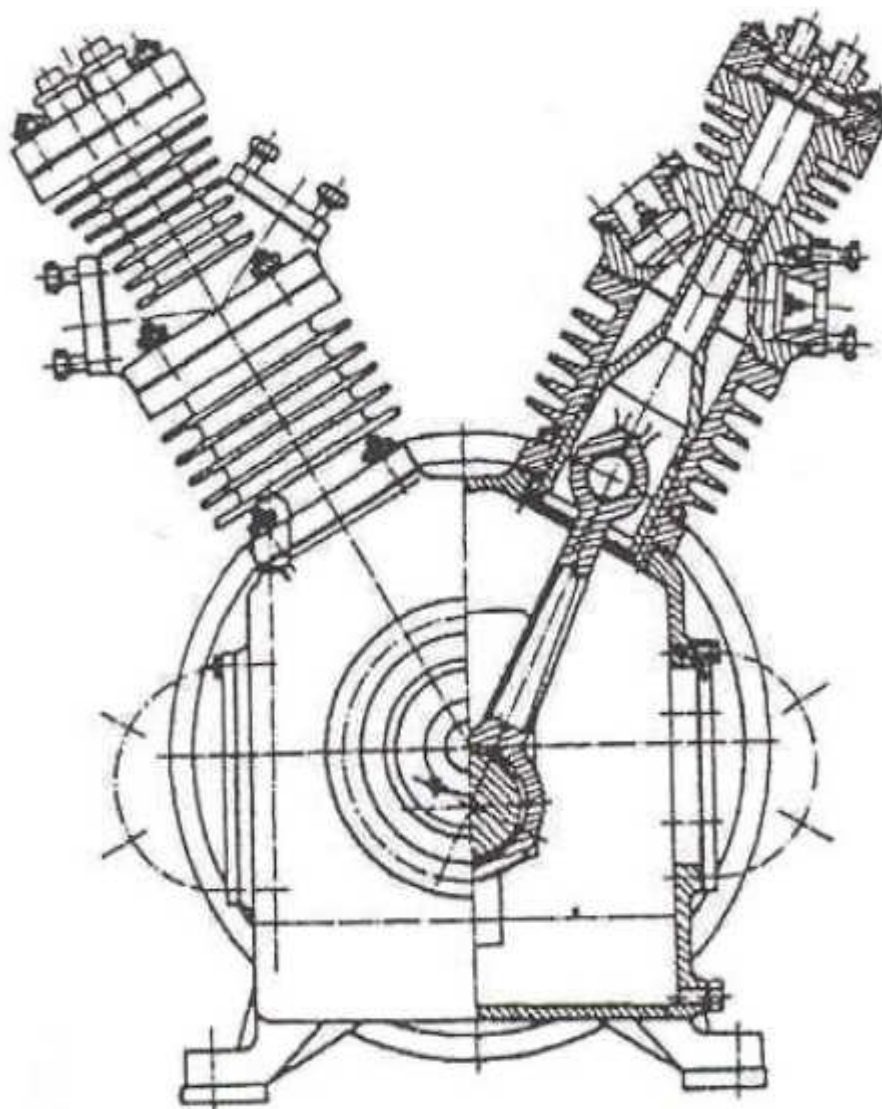
Mezi hlavní druhy pístových kompresorů patří: ležaté, stojaté, boxerové a úhlové.

##### **Ležaté kompresory**

Patří mezi nejstarší druh pístových kompresorů, při vzniku jejich konstrukce byly využívány zkušenosti ze stavby parních strojů. Nízké otáčky, které byly omezené nedokonalým vyvážením setrvačných sil a momentů, tak právě proto potřebují rozměrnou, masivní konstrukci i půdorysně rozsáhlé strojovny. U několika stupňových strojů jsou stavební výšky malé. Odlučovače i chladiče můžeme spojit krátkým spojovacím potrubím a díky tomu je můžeme dát do sklepních prostorů pod úroveň stroje a tím se vytvoří předpoklady pro jednoduchou obsluhu a údržbu. Tyto kompresory mají dlouhou životnost. V dnešní době se tento typ kompresorů vyrábí jako laboratorní stroj pro velmi vysoké tlaky a malé výkonnosti.

## Stojaté kompresory

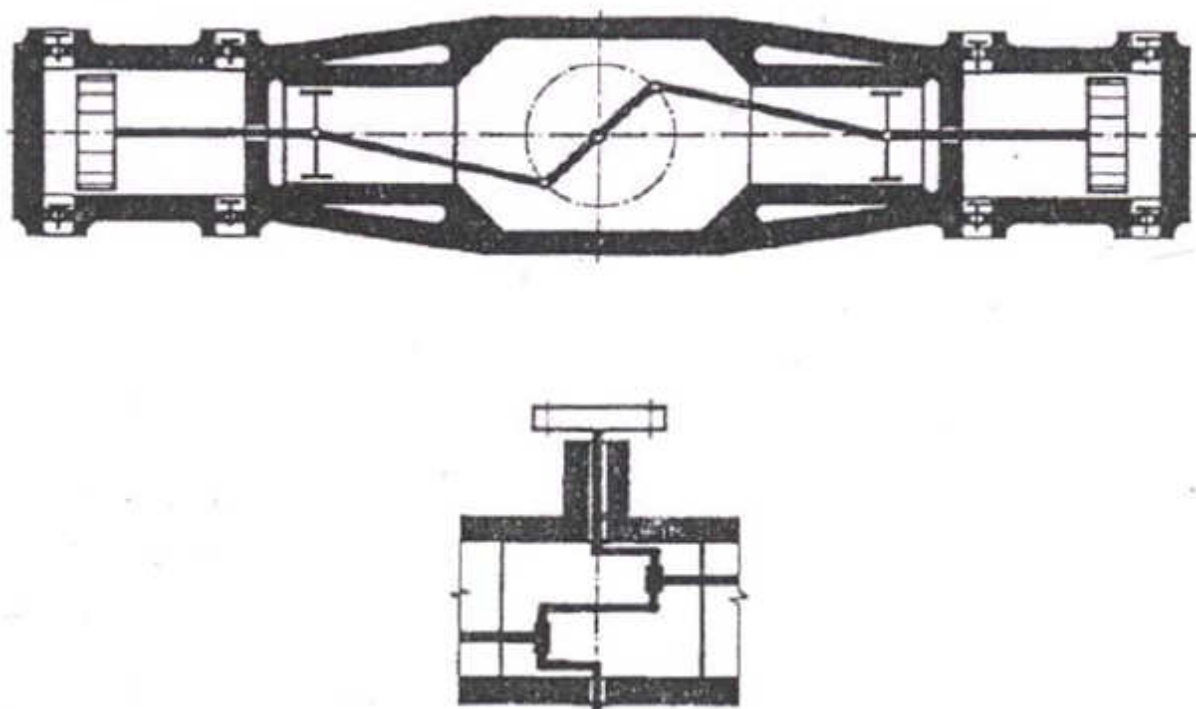
Pokus zlevnit výrobu zvětšením otáček přivedla ke konstrukci stojatých kompresorů za pomoci prototypů spalovacích motorů. Výhodnější vyvážení setrvačných sil a momentů je způsobeno víceválcovým uspořádáním. U kompresorů vícestupňových se velmi zvětšuje výška strojovny, která by měla umožnit vertikální demontáž pístů včetně dlouhých pístnic. Protože příslušenství stroje bývá rozmístováno na jednotlivé součásti stroje, tak právě proto je dostupnost k ucpávkám a ventilům komplikovanější než u strojů ležatých. Z tohoto důvodu se vyrábějí obvykle jen jako nízkotlaké, jedno až třístupňové stroje stacionární, kde na obr. 3.2 je zobrazen dvoustupňový stojatý kompresor chlazený vzduchem, nebo jsou i také pojízdné kompresory. Obvykle se užívají pro zvláštní účely, jako jsou kompresory bezmazné, plnicí, membránové atd.



Obr. 3.2 Kompresor dvoustupňový typu 2 DVK 65 [5]

### Boxerové kompresory

Tyto kompresory se spojují předností obou předcházejících druhů kompresorů. Na obr. 3.3 lze vidět, že jsou osy válců v horizontálním směru a ke každému zalomení hřídele je připojena dvojice pístů pohybující se proti sobě. A právě takto vzniknou předpoklady pro úplné vyvážení setrvačných sil a při vhodném uspořádání i setrvačných momentů. A když se vyváží setrvačné síly a momenty, tak tím umožníme trojnásobné zvětšení otáček oproti pomaluběžným ležatým strojům starší konstrukce.



Obr. 3.3 Schéma kompresoru boxerového [5]

### 3.1.2 Rotační kompresory

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [5]

Tyto kompresory objemové mají pracovní pohyb pístu otáčivý a kvůli tomu postrádají součástky s nevyváženým vratným pohybem. A tímto vzniknou podmínky pro zvětšení otáček, přímé spojení s pohonem, podstatné zmenšení hmotnosti, nejdůležitějších rozměrů a především pořizovacích nákladů. Kompresory rotační se také vyrábějí jako jednostupňové, dvoustupňové a třístupňové.

Jelikož tyto kompresory neobsahují ventilové rozvody, tak potom stlačování probíhá s konstantním, neboli „vestavěným tlakovým poměrem“. Nepřizpůsobují se automaticky protitlaku v síti, jak je tomu u kompresorů pístových. Podle geometrického tvaru výtlačného otvoru z pracovního prostoru, lze určit velikost vestavěného tlakového poměru.

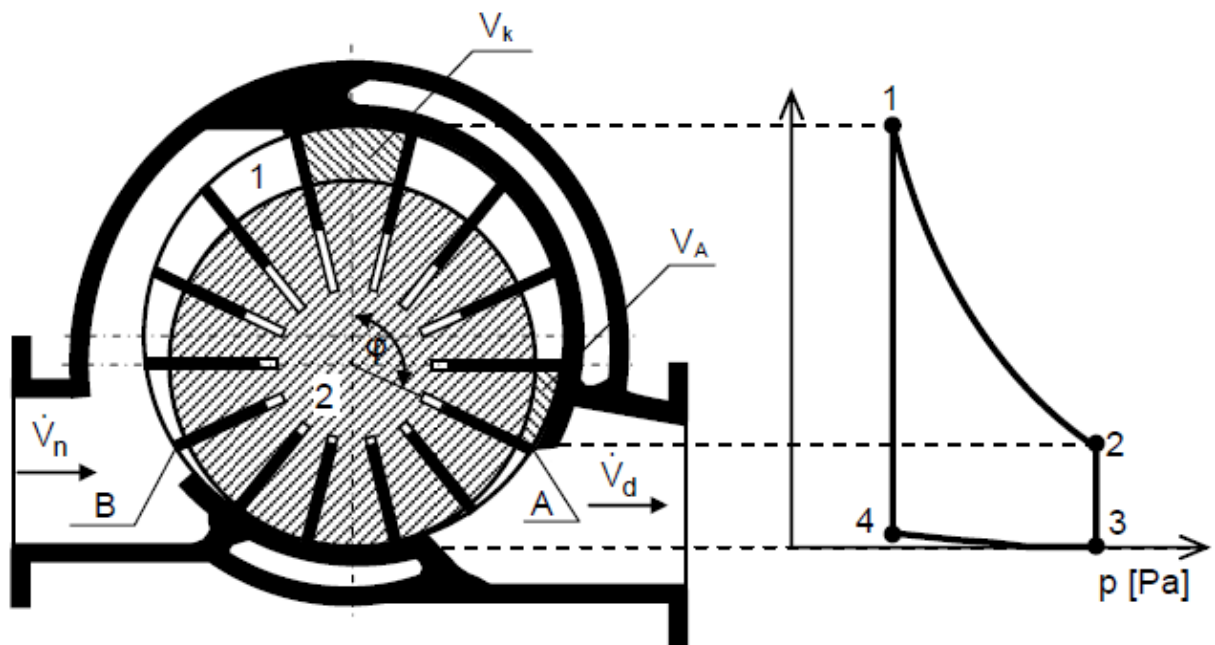
Rotační kompresory rozdělujeme dle vyhotovení na:

- křídlové,
- vodokružné,
- zubové dvourotorové,
- šroubové.

### Křídlové kompresory

Jsou to jednorotorové stroje. Vidět můžete na obr. 3.4 jejich hlavní části i princip práce, kde v pracovním prostoru **1** křídlového kompresoru je excentricky vložený rotor **2** s radiálně vyfrézovanými drážkami. Ke stěnám válce jsou vlivem rotace odstředivou silou přitlačovány lamely, které jsou uloženy v drážkách. Tím pádem se pracovní prostor dělí na pár komůrek a kvůli tomu se při rotaci mění objem  $V_k$ .

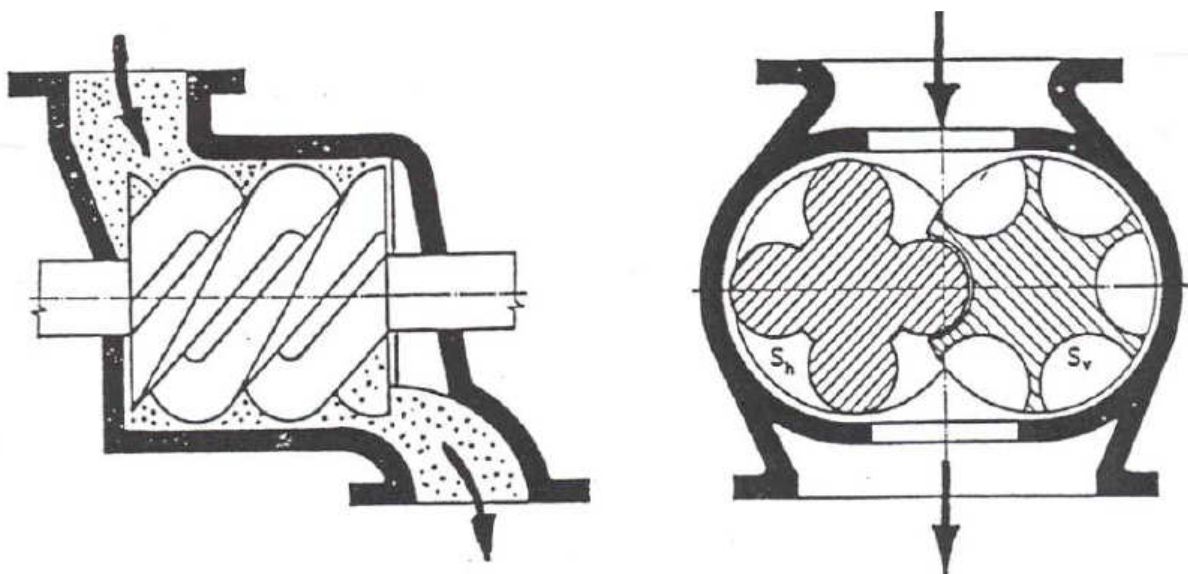
Při spojení pracovní komůrky se sacím hrdlem, dojde k nasávání zvyšováním objemu a poté ke kompresi snižováním objemu komůrky. Jestliže je komprese v pracovním prostoru ukončena a stlačený plyn proudí do výtlačného hrdla, pak tedy lamela přeběhla hranu výtlačného otvoru **A**. Míra dosahovaného tlakového poměru při kompresi závisí podle polohy této hrany a při různém tlaku vy výtlačném potrubí zůstává konstantní. A právě proto se nazývá jako vestavěný tlakový poměr.



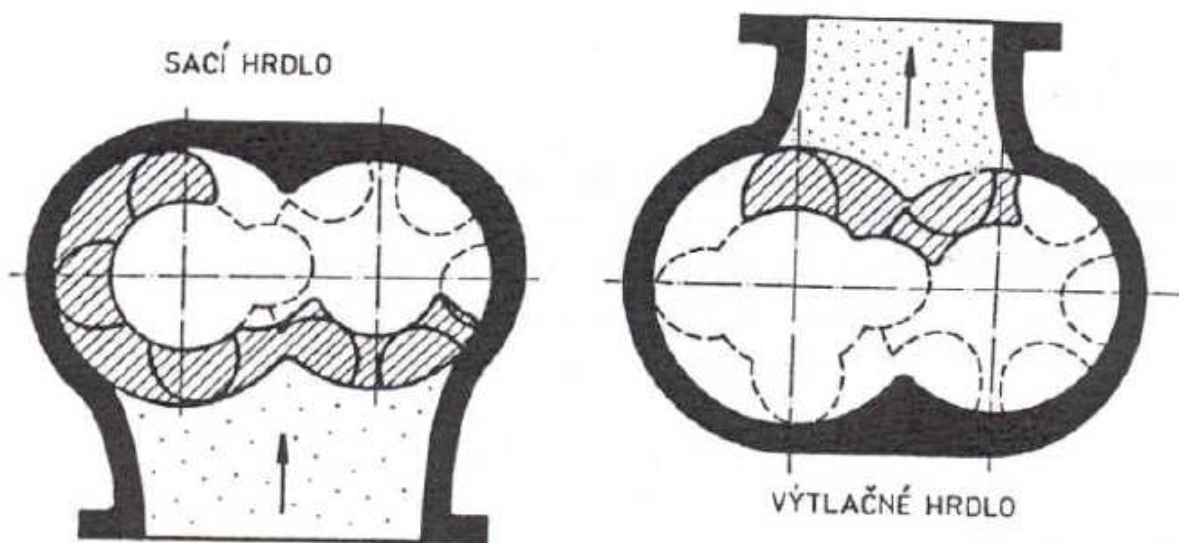
Obr. 3.4 Schéma kompresoru křídlového s tlakovým diagramem [5]

## Šroubové kompresory

Tyto kompresory jsou moderní objemové kompresory, slučující v mnoha směrech a to například přednosti pístových, rotačních i dynamických kompresorů, takže v dnešní době v oboru stlačování plynů zauímají dominantní postavení. U těchto strojů se konstruktérům vydařila rozluštit spousta problémů souvisejících s technologií chemických procesů. Kompresory stlačují celou řadu plynů například od vodíku až k etanu a samozřejmě i jejich různé směsi, zde je pak důležité provést nástřik chladicí kapaliny do pracovního prostoru. Na obr. 3.5 je zobrazeno základní schéma šroubového kompresoru a na obr. 3.6 je znázorněno jejich sací a výtlačný otvor.



Obr. 3.5 Schéma kompresoru šroubového [5]



Obr. 3.6 Otvor sací a výtlačný kompresoru šroubového [5]

Vysoké otáčky a zvláště malé rozměry vznikají podmínky pro stavbu levných jednotek s minimálními nároky na definitivní montáž i nenáročnou údržbu. Hodí se také jak pro kompresi vlhkých, tak i znečištěných plynů. Sací teplota může dosáhnout hodnoty i 100 °C. Odpovídající teplota v hrdle výtlačném neohrozí bezporuchový provoz stroje. Nevýhodou u těchto kompresorů je značný hluk o vysoké frekvenci a neměnný vestavěný tlakový poměr.

Dále se tyto šroubové kompresory dělí podle:

- vyhotovení na bezmazné a mazané,
- počtu stupňů na jednostupňové až třístupňové.

### **Šroubové kompresory bezmazné**

U těchto kompresorů není mazán pracovní prostor a vzájemným pohybem rotorů je svázán synchronizačním soukolím. A tím pádem je zaopatřeno požadované rozdělení vůlí mezi zuby. Když tato vůle bude co nejmenší, tak se dosáhne skvělého utěsnění v pracovním prostoru. Nejčastější užití těchto kompresorů je i v extrémních podmínkách.

Hodí se například pro stlačování plynů:

- silně korozivních,
- s nízkou molekulární hmotností,
- znečištěných,
- obsahujících velké množství kapalin a sedimentů.

Aby dosáhly velkých otáček, je zapotřebí hlavní rotory bezmazných šroubových kompresorů pohánět přes převodovou skříň do rychla. Dokonce i při relativně malých rozměrech jsou schopny dosáhnout výkonnost až na 40 000 m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>.

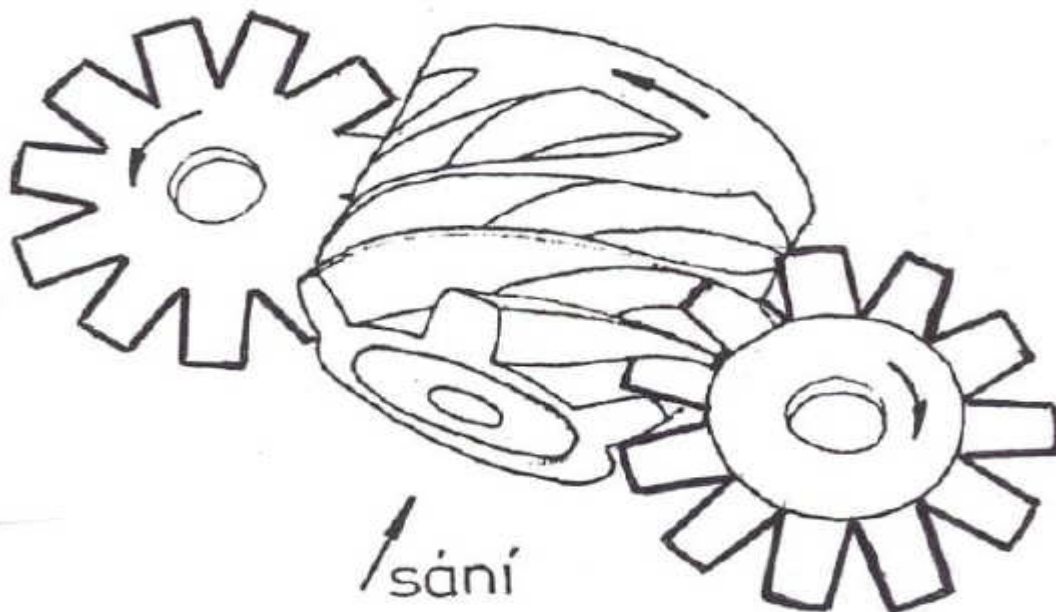
### **Šroubové kompresory mazané**

Vlivem nástřiku velkého množství oleje do pracovního prostoru vzniknou přijatelné podmínky pro dokonalé utěsnění vůlí, přímé odvalování rotoru a účinný odvod tepla ze stroje. Pak konstrukce těchto strojů jsou jednodušší, jelikož stroje jsou zpravidla jednostupňové, synchronizační soukolí odpadá a tím pádem dojde ke snížení počtu jak rotorů, tak i ucpávek a ložisek. Je zapotřebí se zmínit o složitém systému, který zjišťuje chlazení, cirkulaci, čištění a také i odloučení oleje od dopravovaného plynu. Když se otáčky zmenší, tak převod mezi motorem a kompresorem odpadne. A to vede k malé hlučnosti a ekonomickému využití pro stroje o výkonnosti od 50 do 3 000 m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>.

Na obr. 3.7 je znázorněný neobvyklý druh šroubového mazného kompresoru, který se nazývá jednorotorové soustrojí. K tomuto rotoru náleží dvě volně otočná kola, která jsou kolmo vsunuty na hlavní osu rotoru, a ten je kontinuálně spojen se sacím hrdlem. Pak



v naznačeném směru během rotace proudí nasávaný plyn do mezizubové drážky a v ní je uzavírán rozvodovými koly. Poté dojde ke kompresi a po spojení s výtlačným hrdlem k vytlačování plynu do spotřebiče.



Obr. 3.7 Šroubové jednorotorové soustrojí [5]

### 3.2 Rychlostní kompresory

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [5,6]

U dynamických kompresorů, které se dále rozdělují na proudové a lopatkové je jejich pracovní prostor konstantní. V oběžném kole se zvětšuje jak kinetická, tak i částečně tlaková energie plynu. Zatím co ve statoru za rotorem dochází ke změně z kinetické energie na tlakovou. Rotační lopatkové stroje rozdělujeme podle směru pohybu plynu vůči ose stroje na turbokompresory radiální a axiální.

Podle činností turbokompresorů a kompresorů pístových dojdeme k následujícím přínosům turbokompresorům:

- poklidný chod, protože nemají posuvné hmoty,
- užití vysokých otáček je způsobeno rotačním pohybem,
- dopadem tohoto jsou menší rozměry a hmotnost pro shodný výkon,
- nižší investiční náklady a stavební prostor pro jednotku výkonu,
- menší provozní náklady jako je například mazací olej,
- stlačený plyn je dodáván kontinuálně bez pulsací.

### 3.2.1 Charakteristika turbokompresorů

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [6,7]

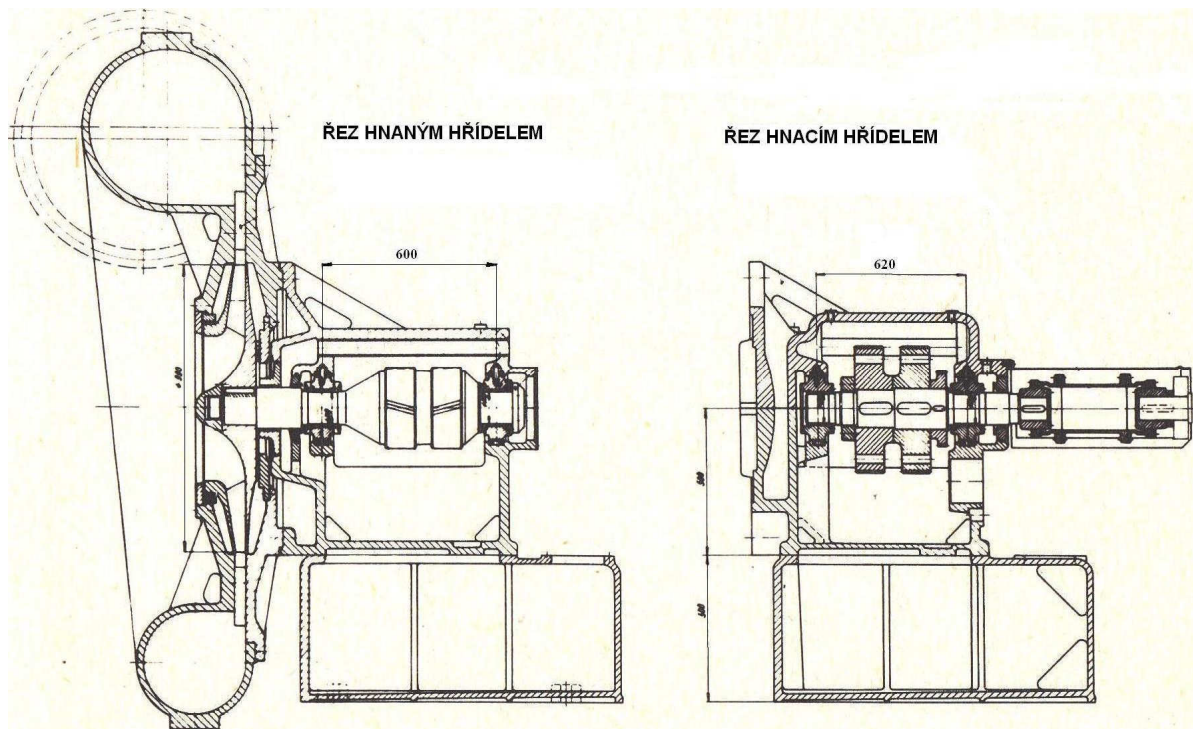
Turbokompresory si prošly svůj historický vývoj, podobně jako u parních turbín. Za první rok byl považován rok 1986, kdy byl vyroben kompresor podle vlastní konstrukce v první Českomoravské továrně na stroje v Praze. V roce 1965 byl zřízen tentýž samostatný podnik Kompresory. Škodovy závody v roce 1906 odstartovaly v Plzni výrobu turbokompresorů a to podle licence francouzské firmy Rateau. Taktéž První brněnská strojírna vyráběla turbokompresory a to hlavně jako příslušenství k vlastní výrobě plynových turbín. [6]

Nejdříve byly turbokompresory využívány hlavně do hutních provozů pro dmychání vzduchu do vysoké pece, ale také i do důlních provozů pro zásobování důlních provozů obzvláště důlních strojů a zařízení stlačeným vzduchem. V těchto dvou zmíněných situacích se turbokompresory osvědčily a svými skvělými provozními rysy a poměrně malou hmotností a rozměry se projevily být všestranně použitelnými. A právě kvůli těmto vlastnostem se krok za krokem se rozšířilo jejich uplatnění do spousty dalších zařízení a to v chemii, energetice, plynárenství atd. A zároveň se také rozvíjela rozdělení druhů turbokompresorů v tom významu, že pro daný typ zařízení byl vynalezen přijatelný druh turbokompresoru, přičemž výkonnost byla plánovaná na základě výkonu zařízení. Tento průběh dává výhody jak výrobcům ke snižování výrobních nákladů, tak i odběratelům turbokompresorů jako jsou standartizace údržby, revizí, provozu atd., a proto tento průběh pokračuje neustále a bude pokračovat i v budoucnu. V dnešní době lze potvrdit, že výrobci turbokompresorů jak v celém světě, tak i v našem státě, mají tento primární výrobní program:

- jednokolová turbodmychadla (radiální),
- vzduchové turbokompresory radiální a axiální,
- speciální turbokompresory,
- chladičové turbokompresory.[7]

#### **Turbodmychadla jednokolová**

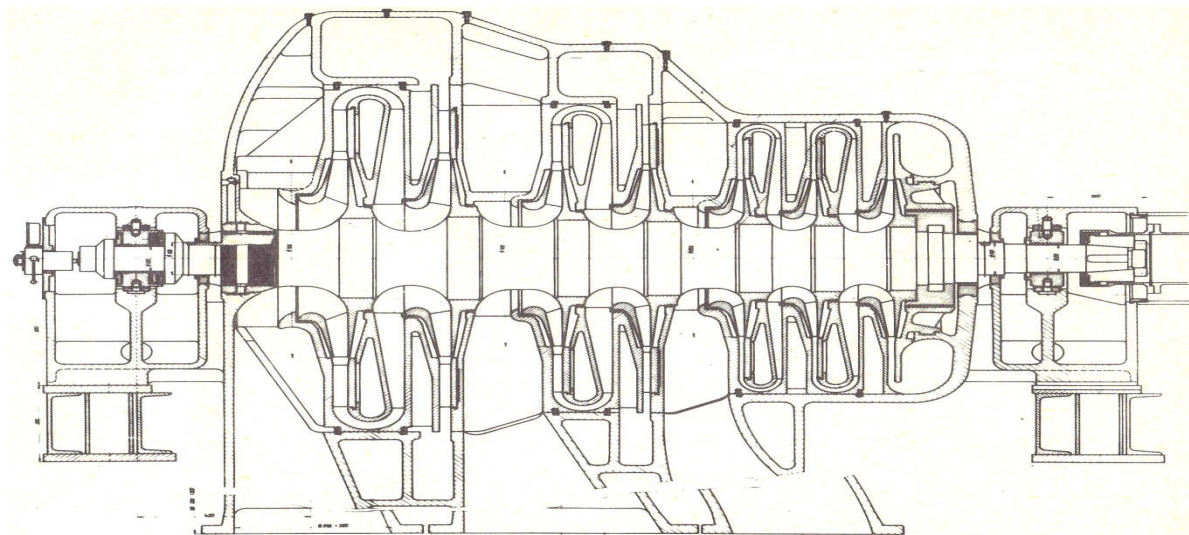
Využívají se v těchto odvětvích: vodárny, papírny a sklárny, slévárny, koksárny, automobilní průmysl, potravinářský průmysl, jaderná technika a jiné. V těchto případech se používá pro dopravu: vzduch, dusík, kyslík, čpavek, helium, koksový plyn, kysličník uhličitý, chlór, metan a jiné technické a petrochemické plyny. Na obr. 3.8 je zobrazeno jednokolové radiální turbodmychadlo a dopravovanou vzdušinou je vzduch.



Obr. 3.8 Jednokolové radiální turbodmychadlo typu 1 RLN 99 firmy ČKD [7]

### Radiální vzduchové turbokompresory

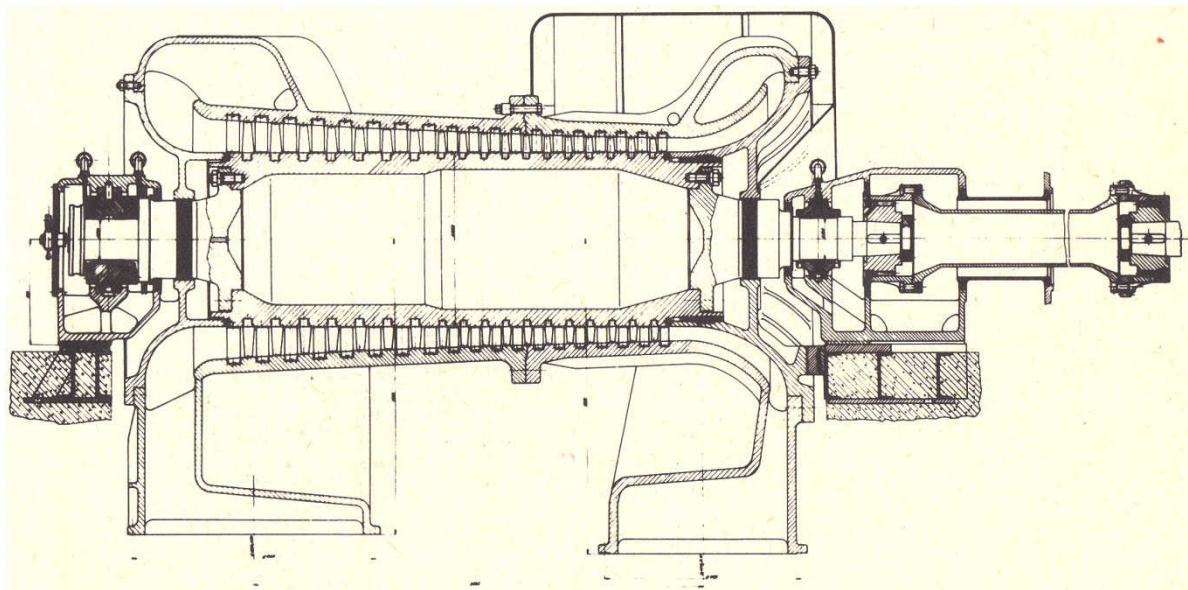
Využívají se v těchto odvětvích: uhelné a rudné doly, ocelárny, strojírenský a potravinářský průmysl a jiné. V těchto případech se používá pro dopravu vzduchu. Na obr. 3.9 je zobrazen vzduchový turbokompresor radiální vyroben firmou ČKD, typ 7 RMY 78.



Obr. 3.9 Radiální vzduchový turbokompresor [7]

### Axiální vzduchové turbokompresory

Využívají se v těchto odvětvích: vysokopeční provozy, biologické čistírny odpadních vod, kyslíkárny, spalovací turbíny a jiné. V těchto případech se používá pro dopravu vzduchu. Na obr. 3.10 je zobrazen vzduchový turbokompresor axiální vyroben společnosti ČKD.

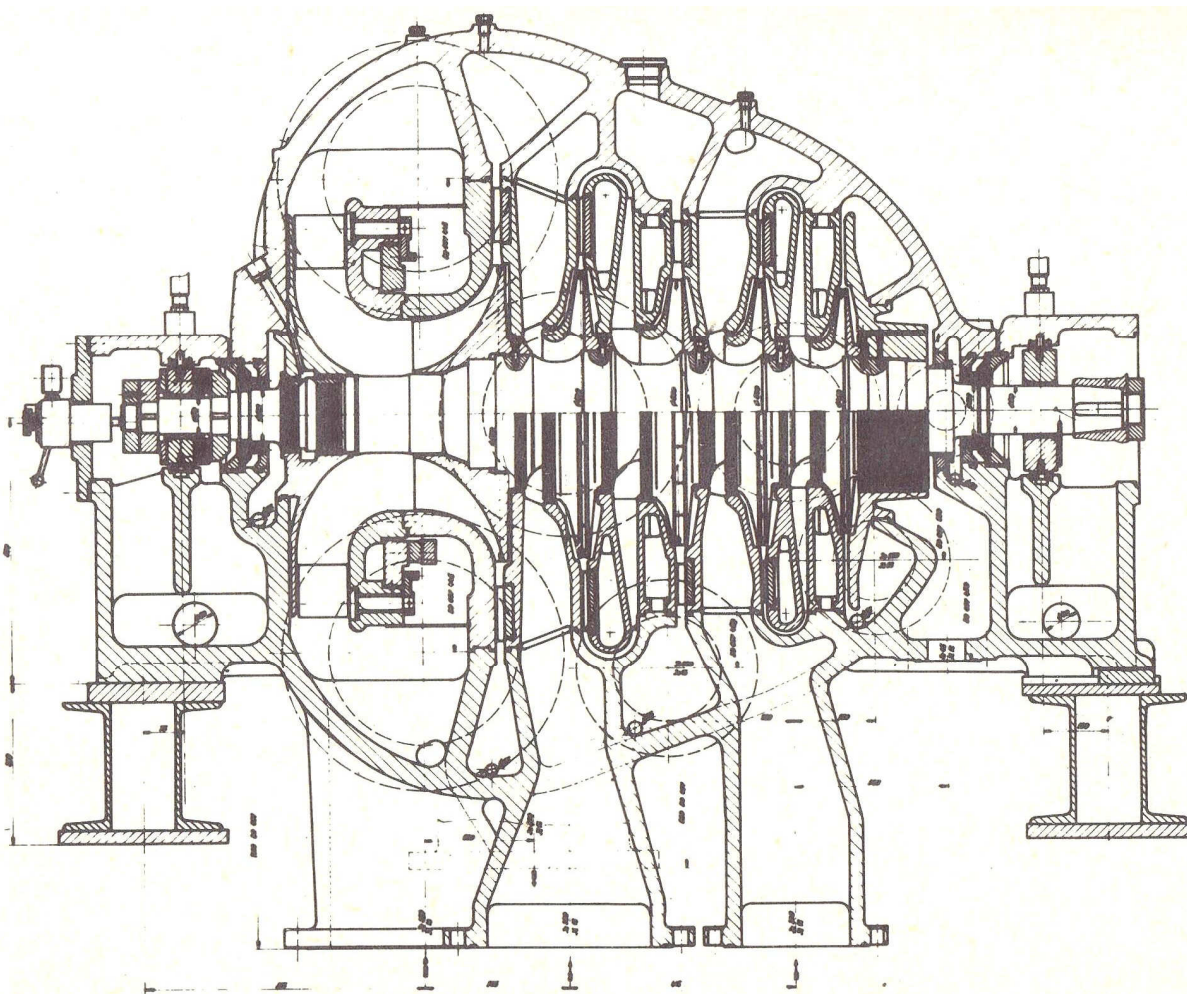


Obr. 3.10 Axiální vzduchový turbokompresor [7]

### Speciální turbokompresory

Tyto turbokompresory jsou mimořádně konstrukčně přizpůsobené pro dané zařízení, obzvláště podivným provedením ucpávek, provedením skříně s vertikální dělicí rovinou, užitím speciálních konstrukčních materiálů odolávajících korozi či erozi apod. Využívají se v těchto oblastech jako je syntetická výroba čpavku, kyseliny dusičné, pro tlakové zplyňování uhlí, výroba kyseliny sírové, sody, cukru, léčiv, koksového plynu atd. Na obr. 3.11 je zobrazen jeden speciální turbokompresor radiální pro výrobu syntetického kaučuku. Další radiální turbokompresory jsou pro: výrobu sody, kyslíkárny a hutní provozy, dálkové plynovody a další typy.

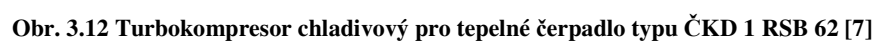




Obr. 3.11 Turbokompresor radiální na směs uhlovodíku typu ČKD 5 RMD 56 [7]

### Chladivové turbokompresory

Využívají se v těchto odvětvích: klimatizační zařízení velkých výkonů v důlních a hutních závodech a různých horkých provozech, v chemickém průmyslu pro rozdělení plynů rektifikací za snížených teplot, výrobu umělých hnojiv, při zkoumání proudění za nižších teplot atd. V těchto případech se používá pro dopravu různých druhů chladiv. Na obr. 3.12 je zobrazen druh turbokompresoru, který je stanovený pouze pro tepelné čerpadlo a dopravovanou vzdušinou je propylen.



The graph shows the operating ranges for four types of compressors on a log-log scale. The y-axis represents the pressure ratio  $\epsilon [-]$  from 2 to 100. The x-axis represents the volumetric flow rate  $M [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$  from  $10^2$  to  $10^6$ . The legend identifies the following series:

- PÍSTOVÉ KOMPRESORY** (Reciprocating compressors): Represented by a dash-dot line, showing a constant pressure ratio of approximately 8 for flow rates between  $10^2$  and  $10^4$  m³·h⁻¹.
- ROTAČNÍ KOMPRESORY** (Rotary compressors): Represented by a dotted line, showing a constant pressure ratio of approximately 3.5 for flow rates between  $10^2$  and  $10^4$  m³·h⁻¹.
- RADIÁLNÍ TURBOKOMPRESORY** (Radial turbo-compressors): Represented by a thick solid line, showing a pressure ratio increasing from 1 at  $10^3$  m³·h⁻¹ to 10 at  $10^4$  m³·h⁻¹, then remaining constant at 10 until  $10^5$  m³·h⁻¹.
- AXIÁLNÍ TURBOKOMPRESORY** (Axial turbo-compressors): Represented by a long-dashed line, showing a pressure ratio increasing from 1 at  $10^4$  m³·h⁻¹ to 6 at  $10^5$  m³·h⁻¹, then remaining constant at 6 for higher flow rates.

Obr. 3.13 Diagram oblastí použití různých druhů kompresorů v závislosti tlakového poměru  $\varepsilon$  k objemovému toku M [8]

## 4 Použitý měřicí přístroj a volba měřicích míst

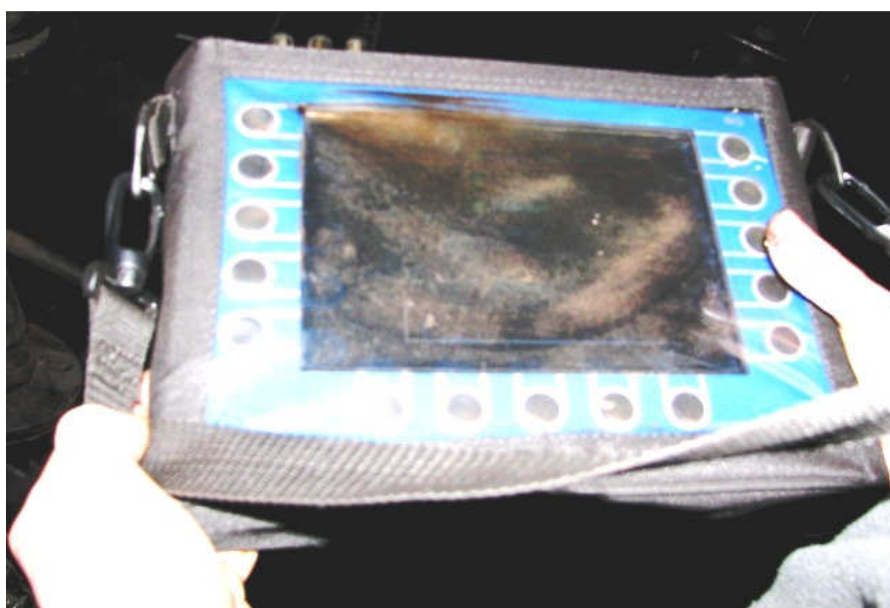
### 4.1 Měřicí přístroj

Měření bylo provedeno měřicím přístrojem typu A4400-VA4 Pro z firmy Adash s.r.o., který je zobrazen na obr. 4.1. A s tímto přístrojem jsem prováděl měření v Ostravské společnosti koksovna Svoboda.

Tento přístroj vlastní tyto funkce:

- analyzátor,
- datakolektor – pochůzka,
- měření rozběhů a doběhů,
- záznam signálu – rekordér,
- provozní vyvažování strojů,
- stetoskop – poslech vibračního signálu,
- lubri – kontrola mazání,
- fasit – vyhodnotí stav stroje a nachází zdroj vysokých vibrací,
- oktávová analýza. [10]

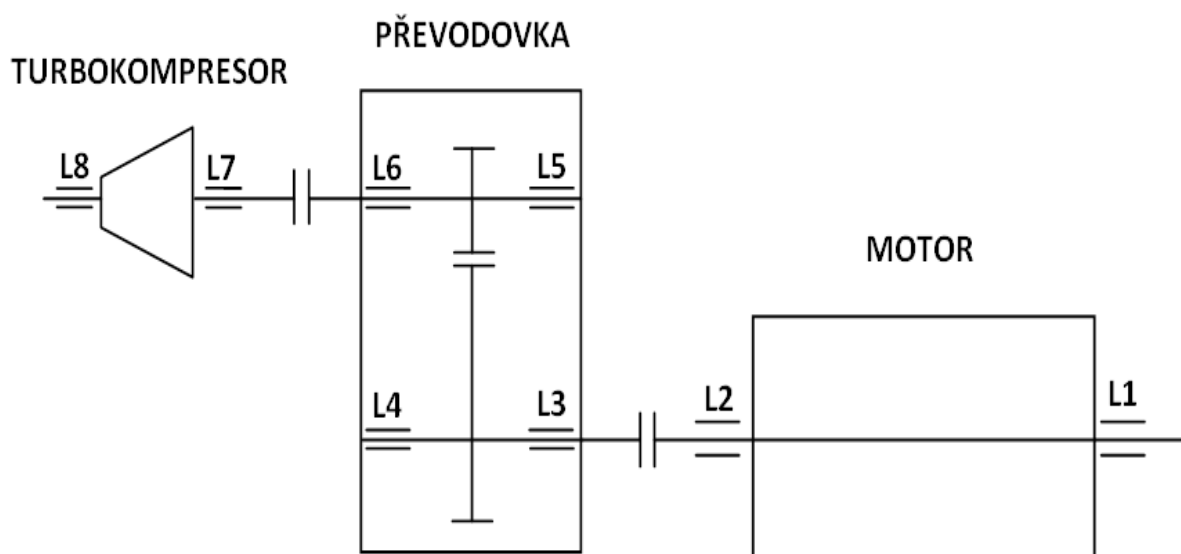
Naměřená data z měřicího přístroje se převáděla za pomoci komunikačního kabelu do počítače, kde je nainstalován přímo software DDS 2011 Cz verze 2, který je určen pro archivaci a analýzu naměřených dat.



Obr. 4.1 Měřicí přístroj typu A4400 – VA4 Pro

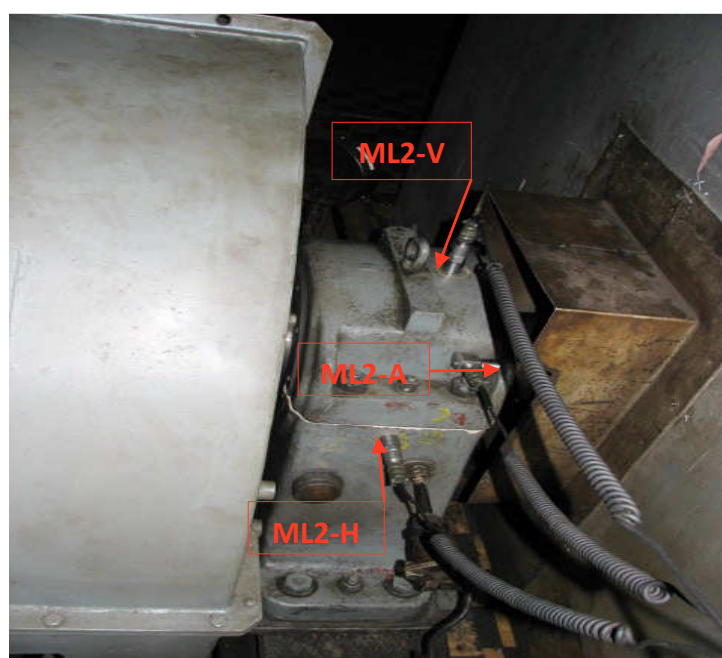
## 4.2 Volba měřících míst na turbokompresoru

Měřící místa jsem zvolil, tak abych mohl měření provádět opakovaně za stejných podmínek při předešlých měření. Snímače by měly být umístěny, tak aby plně splnily účely monitorování stavu vibrací podle normy ČSN 13371 – 1. Snímače jsme museli montovat co nejbližší k ložisku, aby šířený signál byl co nejkratší. Za normálních provozních podmínek se provádělo měření. Podařilo se změřit vibrace v každém měřícím bodě ve třech směrech najednou a to ve vertikálním, horizontálním a axiálním. Na obr. 4.2 je zjednodušeně znázorněné schéma měřeného zařízení. Zvolená měřící místa na turbokompresoru č. 2, který má konstrukci totožnou s turbokompresorem č. 1 jsou zobrazena a vyznačena na obr. 4.3, 4.4, 4.5. Na obr. 4.6, 4.7, 4.8 jsou zobrazeny a vyznačeny měřící body na turbokompresoru č. 3, který má jinou konstrukci než turbokompresor č. 1 a č. 2. Místa měřících bodů jsou označeny podle příslušných ložisek a podle polohy snímače: H – horizontální rovina, V – vertikální rovina, A – axiální rovina.

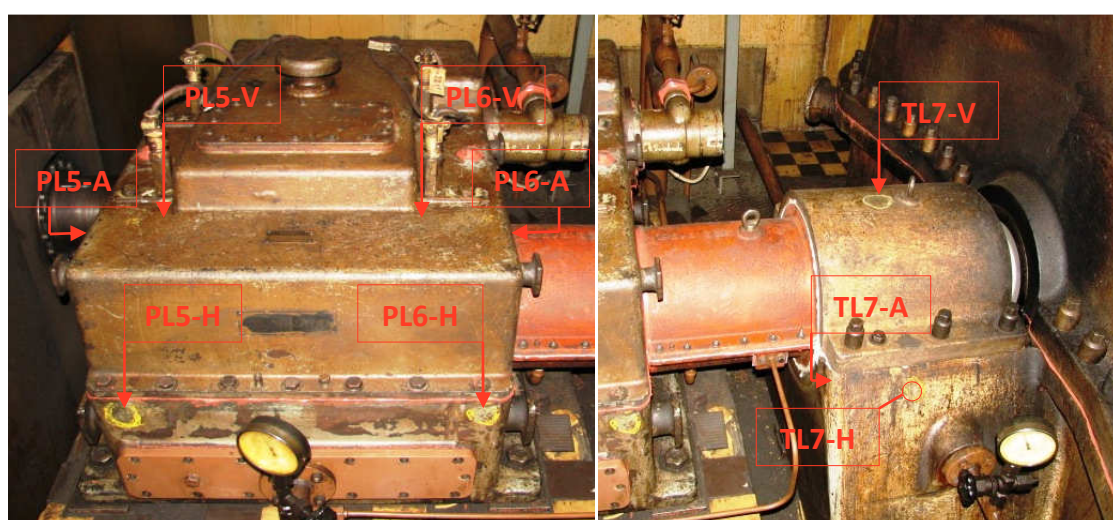
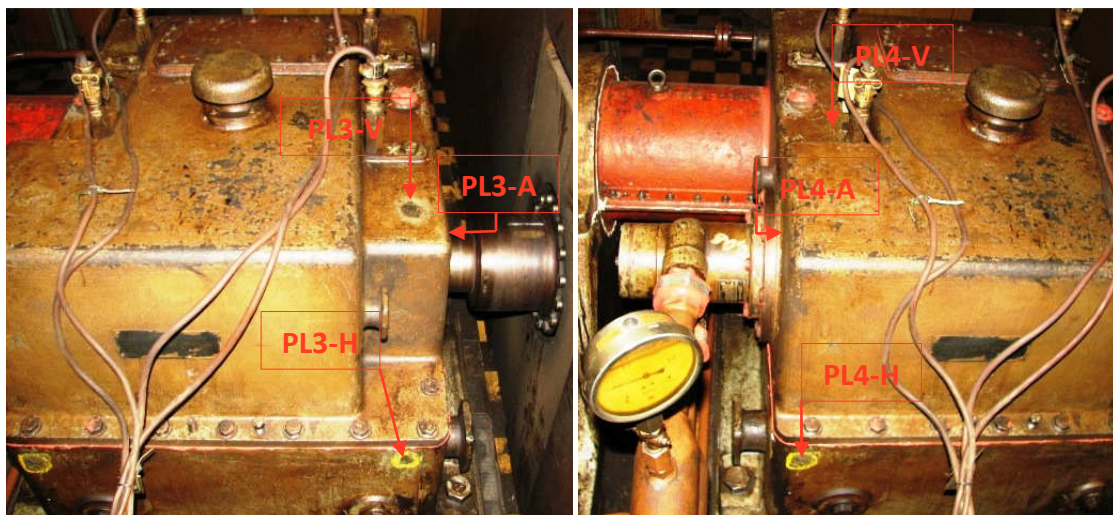


Obr. 4.2 Schéma měřeného zařízení

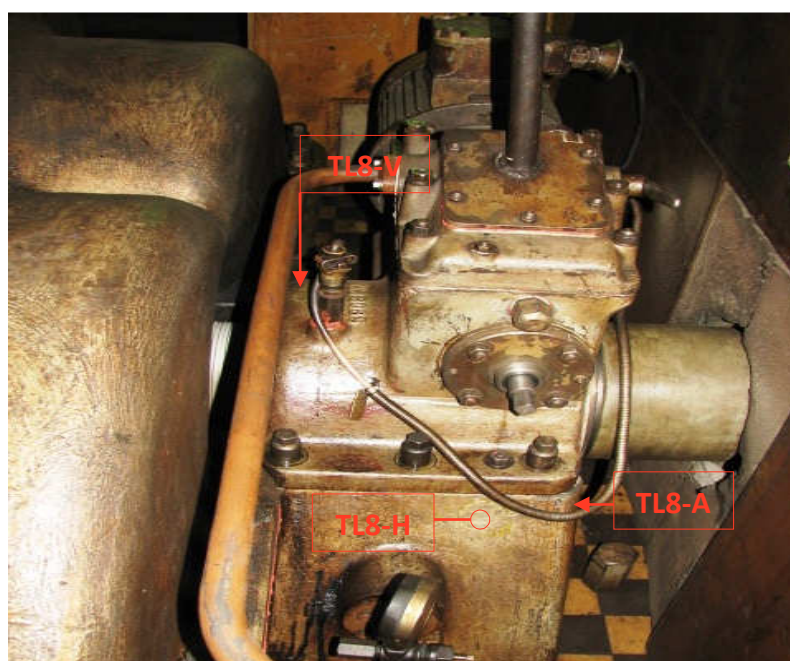




Obr. 4.3 Volba měřících bodů – ložisek u motoru

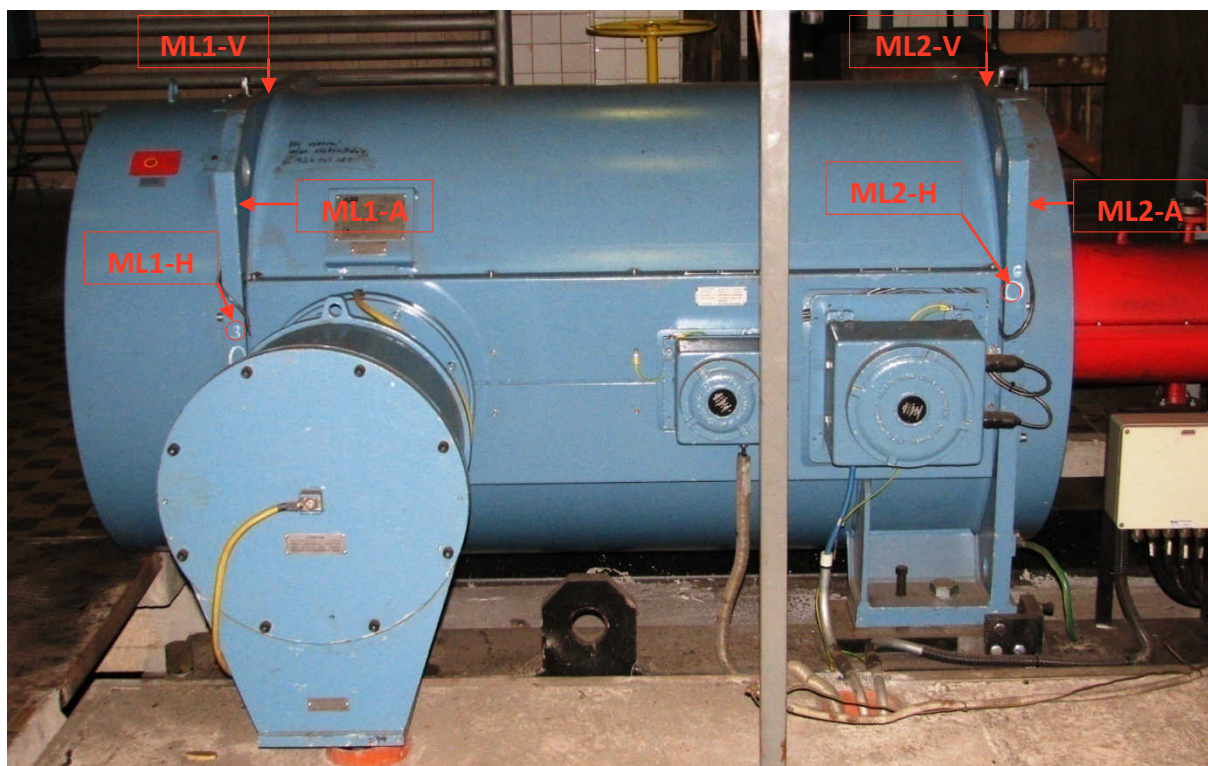


Obr. 4.4 Volba měřících bodů – převodovka, ložisko hřídele před turbínou

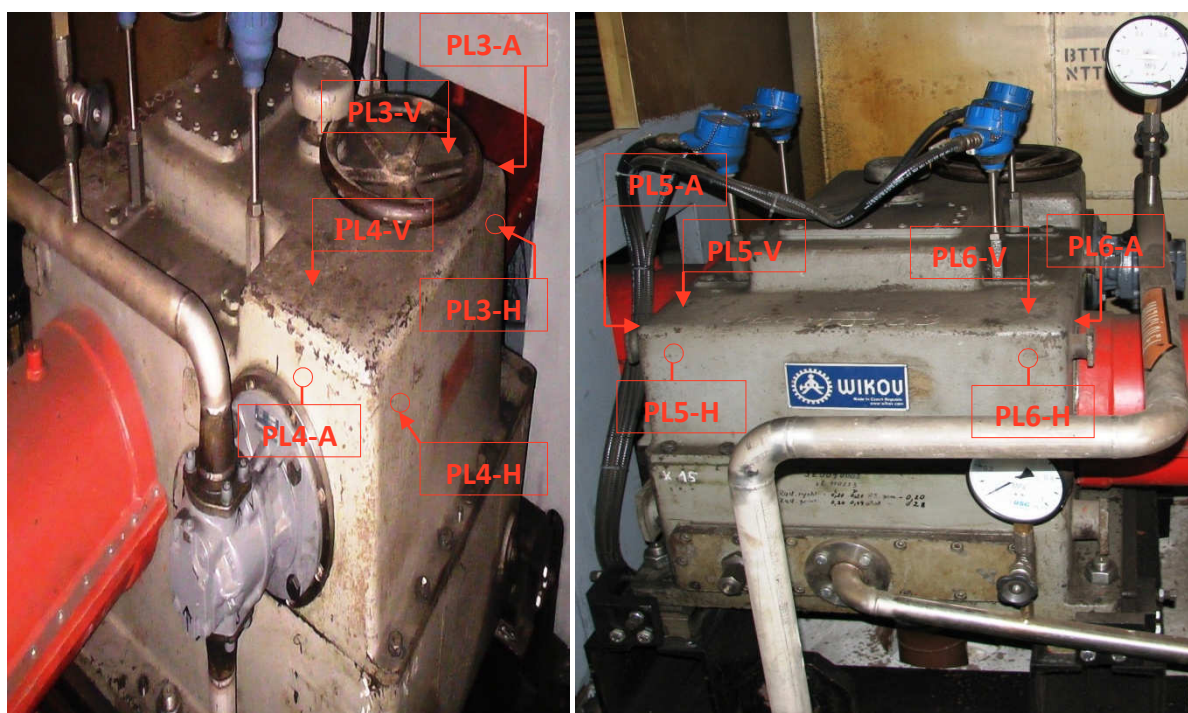


Obr. 4.5 Volba měřících bodů – koncové ložisko hřídele za turbínou

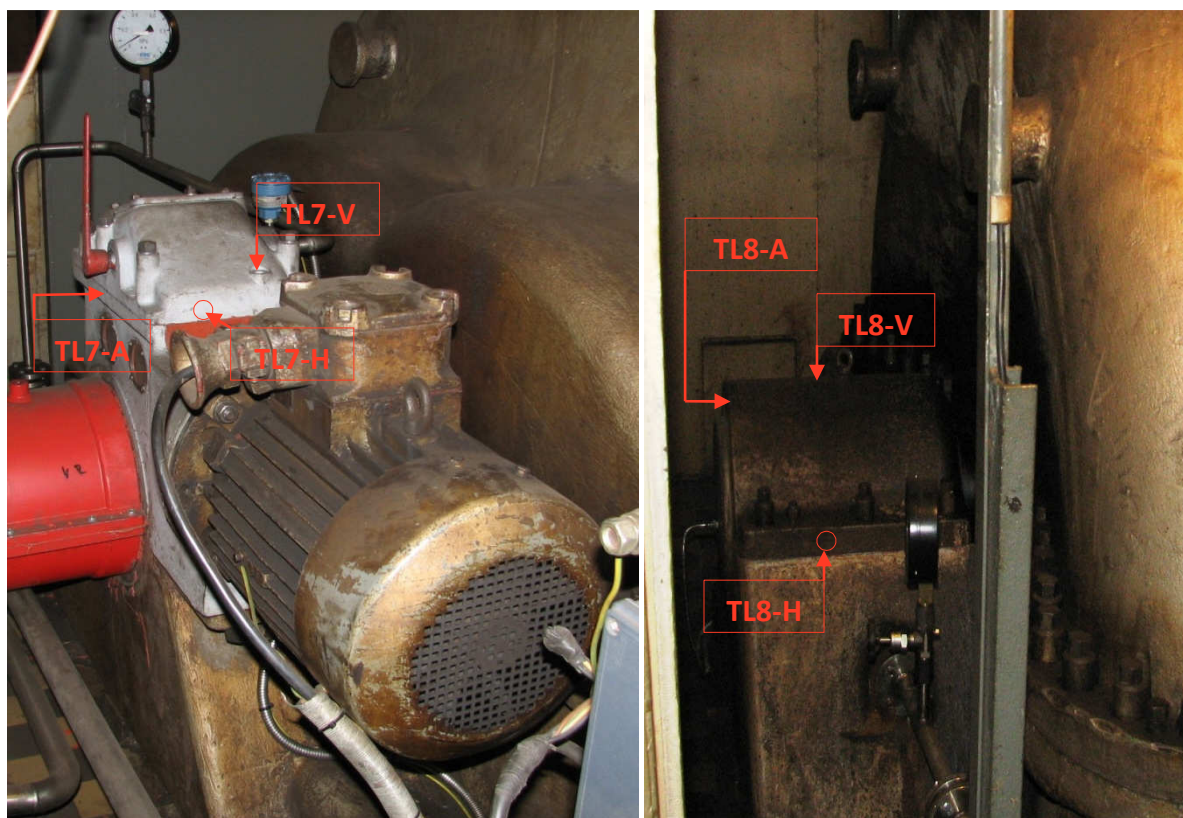




Obr. 4.6 Volba měřících bodů – motor turbokompresoru č. 3



Obr. 4.7 Volba měřících bodů – převodovka



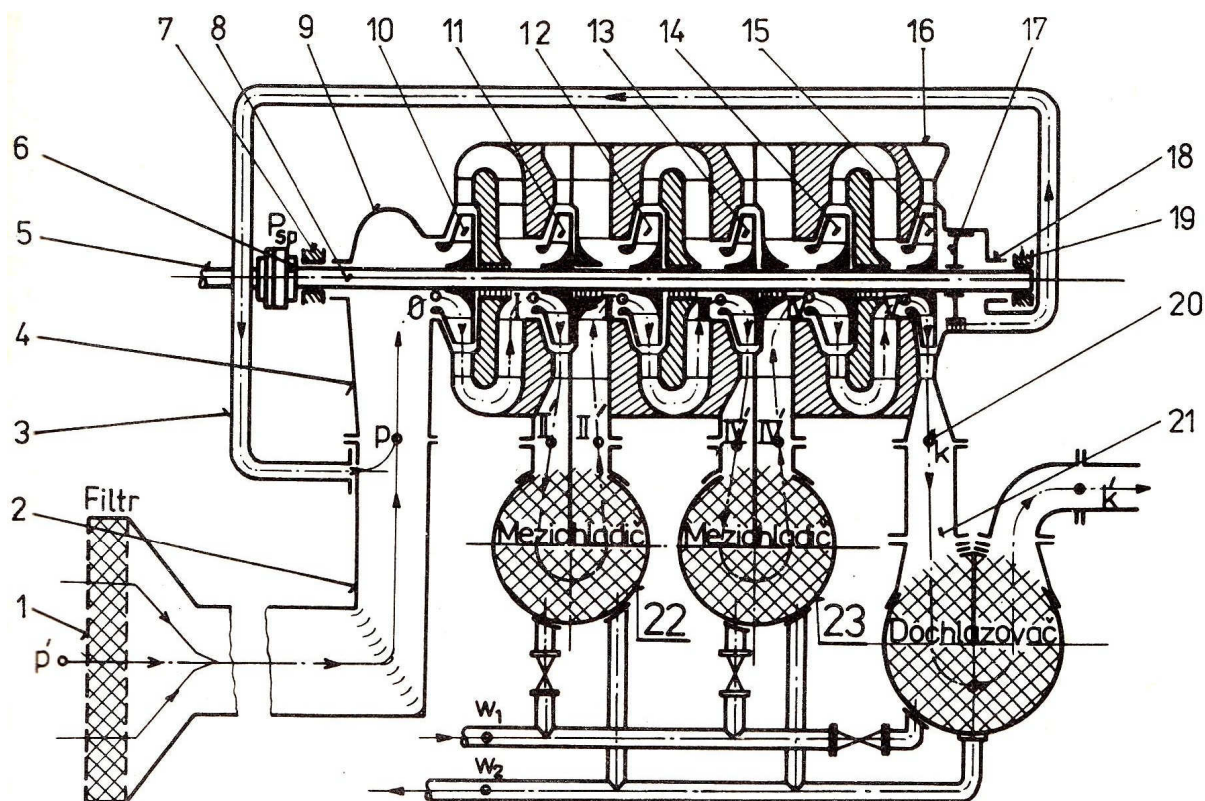
Obr. 4.8 Volba měřících bodů – ložisko před a za turbínou



## 5 Turbokompresory radiální a jejich konstrukční části

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [7]

Funkční části těchto radiálních turbokompresorů jsou tvořeny tak, aby v turbokompresorech jejich kompresní proces probíhal co nejlépe. Tyto funkční části jsou zobrazeny na obr. 5.1.



Obr. 5.1 Funkční části turbokompresoru radiálního [7]

Jednotlivé položky na tomto obrázku znamenají:

- |   |   |         |                                   |
|---|---|---------|-----------------------------------|
| 1 | sací filtr  | 9       | sací komora                       |
| 2 | sací potrubí  | 10 – 15 | stupně radiál. t. k.              |
| 3 | potrubí pro propojení prostoru<br>za vyrovnávacím kotoučem se<br>sacím potrubím | 16      | výstupní komora (spirální skříně) |
| 4 | sací hrdlo  | 17      | vyrovnávací kotouč (buben)        |
| 5 | hřídel  | 18      | ucpávka                           |
| 6 | spojka  | 19      | ložisko                           |
| 7 | ložisko   | 20      | výstupní hrdlo                    |
| 8 | ucpávka   | 21      | výstupní (výtlačná) potrubí       |
|   |   | 22 – 23 | mezichladiče                      |

Tento turbokompresor je také vytvářen soustavou kompresních stupňů, ve kterých probíhá proces stlačování. Kompresní stupeň vzniká z oběžného kola, v němž je mechanická energie přepravována rotorem a zároveň proměňována na kinetickou energii stlačované vzdušiny. Podle konstrukčního provedení průtočné části oběžného kola dojde ke změně části kinetické energie přímo v oběžném kole na energii tlakovou. Zbylou částí kinetické energie, s kterou vzdušina vystupuje z oběžného kola, se přemění v energii tlakovou v difuzoru.

Na obr. 5.2 je zobrazen turbokompresor společnosti koksozna Svoboda a jeho provozní parametry jsou vypsány v tabulce 5.1.



Obr. 5. 2 Turbokompresor dopravující koksárenský plyn

Tab. 5.1 Parametry turbokompresoru

Výrobce	ČKD - PRAHA
Typ	2RVA 122
Sací tlak	0,09316 MPa
Výtlačný tlak	0,1226 MPa
Otáčky	4050 min <sup>-1</sup>
Výkonnost	52 000 Nm <sup>3</sup> /h
Hmotnost	14180 kg
Vzdušina	Koksárenský plyn
Rok výroby	1983

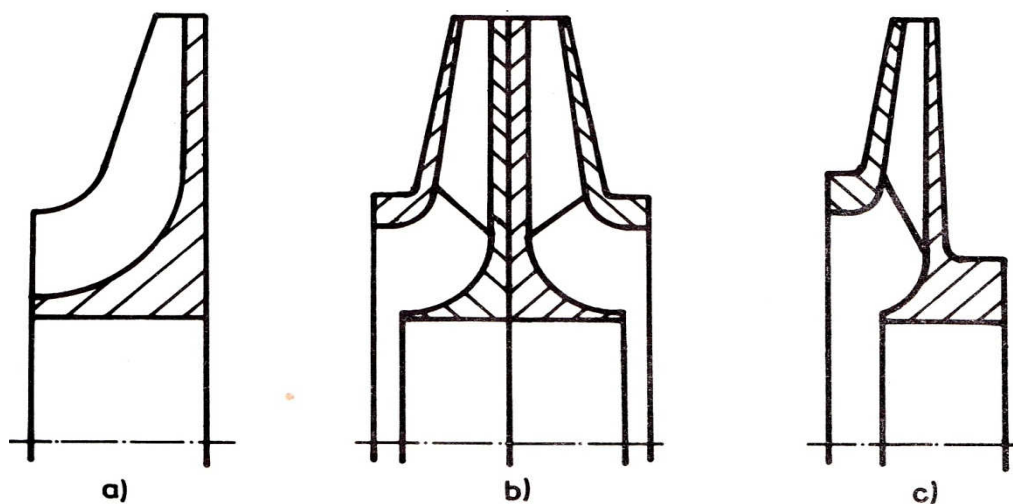
## 5.1 Oběžná kola

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [7]

Tyto kola jsou u kompresorů radiálních vytvářeny třírozměrnou soustavou lopatek, které jsou drženy nosným, nebo krycím kotoučem. Krycí kotouče mají také i normální oběžná kola víceúhlových turbokompresorů radiálních. Soustavu uzavřených rotujících kanálů dostaneme prostřednictvím krycího kotouče. U kompresorů, které mají na jedné hřídeli vloženo jedno, nebo nanejvýš dvě oběžná kola, tak jsou vysoce aerodynamicky zatížena, pak tedy z výrobních a pevnostních důvodů používáme otevřená kola bez krycího kotouče.

Na obr. 5.3 jsou zobrazeny meridionální řezy nejčastěji užívaných druhů oběžných kol, kterými jsou:

- otevřené kolo bez krycího kotouče diagonálního typu se záběrníkem,
- dvojitě oběžné kolo radiálního druhu s krycími kotouči,
- oběžné kolo radiální s krycím kotoučem.



Obr. 5.3 Meridiální řezy oběžnými koly radiálních turbokompresorů [7]

Podle stylu zhotovení a konstrukčního připojení lopatek k diskům rozdělujeme oběžná kola kompresorů radiálních na:

1. Litá oběžná kola se užívají při častější opakovatelnosti výroby s prostorově tvarovanými lopatkami.
2. Svařovaná oběžná kola se nejčastěji využívají, tam kde dochází k silnému namáhání kola s prostorově tvarovanými lopatkami, přičemž lopatky mohou být vyrobeny samostatně a přivařeny k diskům buď koutovým svarem, nebo děrovým svarem.
3. Kola nýtovaná se používají tam, kde použité materiály nedovolují použít svařování.

4. Oběžná kola pájená jsou konstrukčně vyřešena tak, že lopatky jsou buď vyfrézovány z jednoho kotouče, nebo jsou vyrobeny zvlášť a připájeny ke krycímu nosnému kotouči.
5. Oběžná kola elektrochemicky opracovaná jsou vhodná pro vysokotlaké kompresory s nejvyšším namáháním. Spojení lopatek s kotouči je pak vyrobeno přímo ze základního materiálu bez vad a oslabení daných různými vlastnostmi svařovaného nebo nýťovaného spoje. Rotor je tvořen nasazením oběžných kol na hřídel. Přenos krouticího momentu z hřídele na kolo, bude zajištěno spojením oběžného kola s hřídelem a zároveň musí zajišťovat, že kolo bude za všech okolností pevně spočívat na hřídeli.

## **5.2 Vyrovnávací píst**

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [7]

Je součástí rotoru a slouží k částečnému vyrovnání síly axiální, která vzniká při provozu a zároveň působí na rotor. V axiálním ložisku se pak zachytí zbytek nevyrovnané axiální síly. Nejlepší by bylo navrhnout takový rotor, aby axiální síla za všech provozních stavů působila pouze v jednom směru. A těmito rotory jsou ty, které mají oběžná kola nasazena na rotoru v jednom směru postupně za sebou. Naopak u rotorů, které mají oběžná kola nasazená zády k sobě, pak přechází zpravidla síla axiální z jednoho směru do druhého.

## **5.3 Rotor turbokompresoru radiálního**

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [7]

Rotor turbokompresoru se skládá z hřídele, na kterém jsou nasazené jednotlivá oběžná kola, vyrovnávací píst, součásti vnějších ucpávek a ložisek a na konci hřídele je spojka.

V častějších situacích jsou rotory radiálních turbokompresorů pružné, což vede k tomu, že provozní otáčky mají vyšší, než jsou jejich první ohybové kritické otáčky. Při konstrukci rotoru by se mělo dát pozor na to, aby provozní otáčky byly přijatelně vzdáleny od skutečných kritických otáček. Častěji se vyžaduje, aby kritické otáčky nespádaly do oblasti  $\pm 20\%$  od otáček provozních. Kvůli složitosti rotorů se obvykle stává, že této podmínce nelze přímo vyhovět.



## **5.4 Stator turbokompresoru radiálního**

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [7]

Stator turbokompresoru je tvořen ze skříně mezistěn a ložiskových pouzder. V mezistěnách a skříní jsou vyrobeny průtočné kanály. Aby byl přiváděn plyn ze sacího potrubí do oběžného kola 1. stupně, tak je vytvořena sací komora.

V mezistěnách jsou vyrobeny difusory lopatkové či bezlopatkové a vratné kanály a díky nim je plyn regulován do dalšího stupně. Na výstupu z kompresoru jsou vyráběny výstupní spirály, nebo sběrače. Ve statoru jsou vyrobeny také výstupní spirály, které umožňují výstup plynu do mezichladiče a naopak vratné komory slouží pro návrat plynu z mezichladiče a zároveň ho usměrní do následného oběžného kola.

## **5.5 Ložiska**

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [7]

### **Radiální ložiska**

Turbokompresory se obvykle budují tak, že rotory jsou položeny na kluzných hydrodynamických ložiskách, které jsou mazány buď plynem, nebo olejem. Většinou nevyhovují ložiska valivá, protože obvodové rychlosti čepu docílí rychlosti 30 až 80 m.s<sup>-1</sup>. Zatím co v radiálním ložisku turbokompresoru měrný tlak nenabývá vyšších hodnot než 1,5 MPa. Znaky ložisek jsou určované podle jejich dynamické tuhosti a tlumení a ty se mění v závislosti na otáčkách čepu. K samobuzenému kmitání podle vlastností ložisek vznikne pouze tehdy, když se dosáhne mezních otáček. Jedná se o takový stav, kdy i při menších výchylkách vlastního rotoru se zvětšují výchylky kmitání čepu v ložisku až do maximální ložiskové vůle. Frekvence těchto kmitů je menší než otáčivá frekvence rotoru.

### **Axiální ložiska**

Tyto ložiska se využívají k tomu, aby došlo k zachycení nevyrovnané síly axiální. Velikost této axiální síly je určena sumou všech sil účinkujících na jednotlivá oběžná kola, ale také i tahem vyrovnávacího pístu a tahem spojky. Síla ve spojce může účinkovat buď v kladném, nebo v záporném směru podle toho, jak se rotor vůči statoru zkracuje, nebo roztahuje a to může být ovlivňováno například změnou teploty. V konstrukcích turbokompresorů se užívají ložiska axiální s pohyblivými segmenty. Oboustranné axiální ložiska se využívají pouze v případě, kdy dojde za provozu k tomu, že axiální síla začne měnit jako svou velikost tak i směr. V situacích, kdy je konstrukce turbokompresorů uskutečněna

tak, že síla axiální převládá v jednom směru a v obráceném směru působí pouze nahodile a je malá, pak se mohou využít ložiska axiální s různým provedením pro zachycení síly axiální ve směru hlavním a také pro zachycení sil nahodilých v opačném směru. Toto vedlejší axiální ložisko je řešeno buď s pevnými kluznými plochami u kratších rozměrů, nebo s pohyblivými segmenty.

## **5.6 Ucpávky**

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [7]

Ucpávky se dělí na vnitřní a vnější, kde vnitřní ucpávky jsou ukládány v turbokompresorech na mezistěnách oddělující jednotlivé stupně a vnější ucpávky oddělují vnitřní prostor turbokompresoru od vnější atmosféry v místech, kde rotor vychází ven z tělesa turbokompresoru.

Ucpávky se dělí do tří základních skupin:

- ucpávky, které jsou schopny dostatečně zabránit úniku stlačovaného média z prostoru o větším tlaku do prostoru o tlaku menším, které značíme jako hermetické a využívají se vesměs jako vnější ucpávky.
- ucpávky, které z principu své funkce umožňují neúplný průtok stlačovaného média užívané jako vnitřní ucpávky a výhradně v některých situacích, kde není na poruchu průtok media jako vnější ucpávky.
- ucpávky klidové, zajistí úplnou vzduchotěsnost stroje při jeho odstavení bez nároku na přívod energie do ucpávkového systému.

### **Labyrintové ucpávky**

Tyto ucpávky spadají mezi ty ucpávky, které zcela nezamezují průtoku media. Princip těchto ucpávek spočívá v postupném škrcení plynu v řadě za sebou dalších komůrek z tlaku před ucpávkou na tlak za ucpávkou.

### **Hermetické ucpávky**

Tyto ucpávky jsou konstrukčně vyřešeny tak, že jako oddělujícího media je využíváno oleje. Do dvou hlavních skupin dělíme hermetické olejové ucpávky na třecí a plovoucí.

Třecí ucpávky pracují na principu tím, že těsnící místo je vyrobeno ve spáře mezi statorovým a rotorovým kroužkem. Ke tření dochází v místě styku obou kroužků. Vlivem

tření vzniká teplo, které je odváděno za pomoci oleje, který je do ucpávky dopravován a zároveň maže třecí plochy.

Ucpávky s plovoucími kroužky se skládají z dvojic kroužků, mezi které je dopravován olej o tlaku větším asi o 0,05 MPa než je tlak plynu před ucpávkou. Tyto kroužky se mohou nezávisle hýbat v kolmé rovině k ose rotoru, nicméně jsou zabezpečeny proti otáčení. Točení hřídele a axiálním průtokem oleje v mezeře mezi hřídelem a plovoucím kroužkem vytvářejí síly radiální, které centrují za chodu plovoucí kroužek vůči hřídeli.

### **Klidové ucpávky**

Tyto ucpávky jsou vyřešeny buď jako nezávislý konstrukční uzel nebo jako člen třecí ucpávky nebo ucpávky s plovoucími kroužky. Ucpávka klidová se dává hlavně mezi provozní ucpávku a plynovou stranu kompresoru tak, aby při uzavření klidové ucpávky byl systém provozní ucpávky rozdělen od plynu. Tato ucpávka je většinou řešena jako mezikruhový píst. Je otevírána tlakem oleje, který je dopravován do provozních ucpávek a zavírána je pružinami. Při úbytku tlaku ucpávkového oleje pružiny posunou píst ucpávky tak, že těsnění uzavře spáru mezi statorem a rotorem a zabrání tak průniku plynu ven z kompresoru.

## **5.7 Spojky**

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [7]

Slouží ke spojení rotorů jednotlivých těles turbokompresoru s rotory pohonu. Rozdělují mezi tři základní druhy spojek na pevné, pohyblivé a pružné.

### **Spojky pevné**

Tyto spojky neumožňují ani jeden vzájemný pohyb konců spojovaných rotorů jak za klidu, tak i za provozu. Zpravidla tyto spojky se skládají dvěma čelními přírubami, které jsou připojeny lícovanými šrouby. Jsou dimenzovány tak, že krouticí moment je přenášen třením v místě vzájemného styku čelních přírub. Příruby se vyrábějí z jednoho kusu s hřídelem anebo jsou zajištěny nábojem, který je nasazen na hřídeli.

### **Spojky pohyblivé (zubové)**

Zpravidla se spojky zubové vytvářejí dvěma náboji s ozubenými věnci, na nichž jsou nasazeny objímky s vnitřním ozubením. Pro zjednodušení montážních prací a revisí je zpravidla mezi čela objímek vložen mezikus o délce minimálně takové, aby bylo možno po

vytáhnutí mezikusu vytáhnout objímku, náboj spojky, eventuálně součásti ucpávek a ložisek pro uskutečnění revisi bez vyndání rotoru ze stroje. Zubové spojky tohoto uspořádání tvoří za provozu dvoukloubový systém způsobující určité úhlové vychýlení a radiální přesazení rotorů.

### **Spojky pružné**

Tyto spojky se vyrábějí obvykle dvěma náboji a mezikusem. Spojení mezi mezikusem a nábojem je uskutečněno buď svazkem lamel, nebo pružnou membránou. Jejich přínosem je, že nevyžadují mazání.

U spojek lamelových je přenos kroutícího momentu proveden soustavou lamel, které jsou střídavě spojeny k přírubě náboje a mezikusu.

U spojek membránové je přenos kroutícího momentu vykonán pomocí membrány ve tvaru disku stálé pevnosti, který je vnějším průměrem spojen k přírubě náboje. Na čelo mezikusu je membrána spojena vnitřním průměrem.

Pružné spojky mají axiální a ohybovou tuhost nestálou a závislou na rozsáhlosti deformace pružného elementu. Při konstrukci těchto spojek je zapotřebí počítat s tím, že pružné elementy jsou namáhány nestálým zatížením s frekvencí, která odpovídá otáčkám rotoru.

## ***5.8 Pohon turbokompresorů***

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [7]

Je kladena celá řada nároků při volbě pohonu u turbokompresorů, u kterých se potřebuje jednoduchost obsluhy i provedení, uspokojivá provozní pružnost, provozní spolehlivost, nízké pořizovací náklady atd. O použitém druhu musí rozhodnout ekonomický rozbor a porovnání výhod a nevýhod přijatelných alternativ.

### **Pohon turbokompresoru elektromotorem**

Elektromotor spadá mezi nejčastěji užívaný druh pohonu turbokompresoru. Elektromotory se dělí na asynchronní a synchronní.

Výhody těchto elektromotorů jsou: poměrně nízké pořizovací náklady, jednoduchost provedení i obsluhy, vysoká účinnost a provozní spolehlivost.

Nevýhody těchto elektromotorů jsou poměrně nízké otáčky, takže je zapotřebí vsunout mezi elektromotorem a turbokompresorem další součást, převodovka. Otáčky jsou konstantní což, je další nevýhodou.

### 5.8.1 Popis motoru turbokompresoru č. 1, č. 2 a č. 3

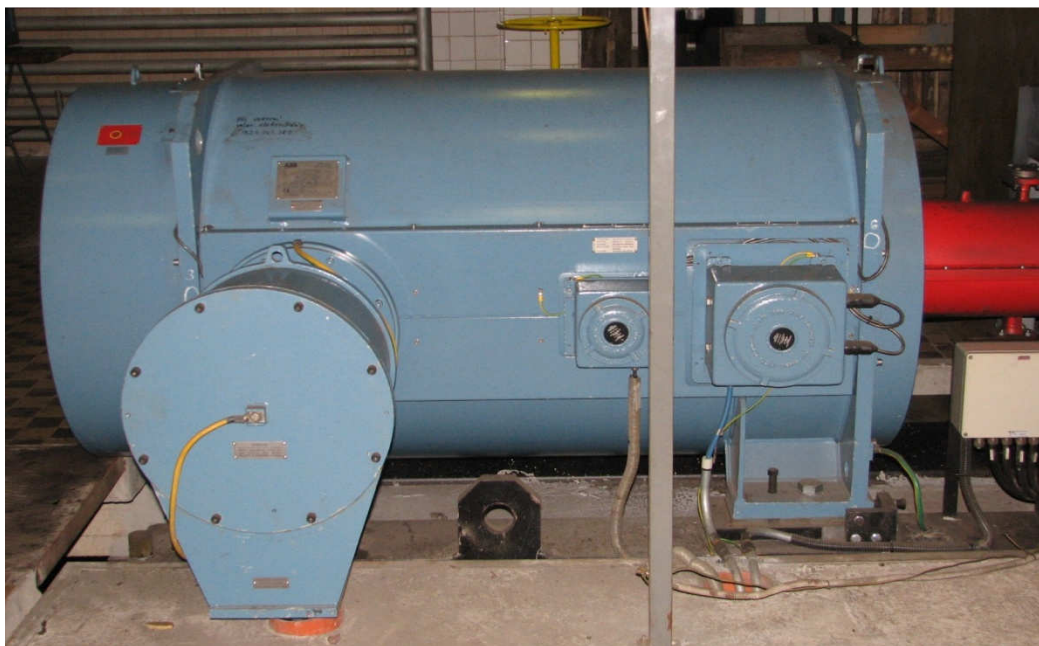
V koksovně Svoboda, jsou tři turbokompresory, které jsou poháněna asynchronními elektromotory. Turbokompresory č. 1 a č. 2 jsou poháněny stejným elektromotorem typu: 1EMSE100 – 43 – 4Z. Na obr. 5.4 je zobrazen asynchronní elektromotor, který pohání turbokompresor č. 2. Další parametry tohoto elektromotoru jsou vypsány v tabulce 5.2. Turbokompresor č. 3 je poháněn elektromotorem typu: AMD 560 L4T BABM, který je zobrazen na obr. 5.5 a jeho provozní parametry jsou vypsány v tabulce 5.3.



Obr. 5.4 Asynchronní elektromotor turbokompresoru č. 2

Tab. 5.2 Parametry elektromotorů pro pohon turbokompresoru č. 1 a č. 2

Výrobce	ČKD - PRAHA
Asynchronní motor	3 ~
Typ	1EMSE100 - 43 - 4Z
Výkon	780 kW
Otáčky	1485 min <sup>-1</sup>
Stator - U1	3000 V
Stator - I1	178 A
Rotor - U2	720 V
Rotor - I2	660 A
Frekvence	50 Hz
Hmotnost	5085 kg
Rok výroby	1986



**Obr. 5.5 Asynchronní elektromotor turbokompresoru č. 3**

**Tab. 5.3 Parametry elektromotoru pro pohon turbokompresoru č. 3**

Výrobce	ABB - ITÁLIE
Asynchronní motor	3 ~
Typ	AMD 560 L4T BABM
Výkon	725 kW
Otáčky	1480 min <sup>-1</sup>
Stator - U <sub>I</sub>	3000 V
Stator - I <sub>I</sub>	163 A
Frekvence	50 Hz
Hmotnost	5900 kg
Rok výroby	2011

## 5.9 Převodovky

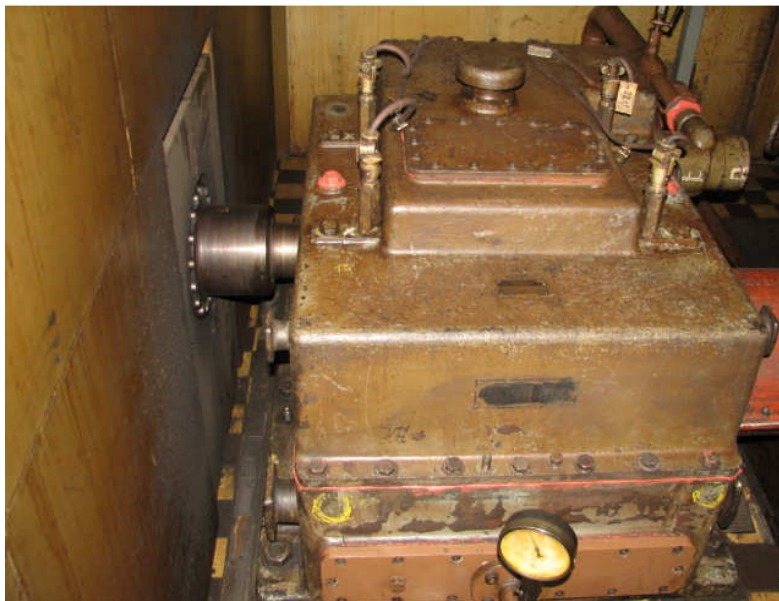
Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [7]

Z jedné malých výjimek je zapotřebí zvětšit otáčky turbokompresoru prostřednictvím převodovky u elektromotorů, které jsou nejčastějším pohonem turbokompresorů.

Nejčastěji se využívají převodovky jednostupňové, které mají jeden pár čelních ozubených kol šípového provedení. Nazývají se také jako klasické převodovky. Převodové poměry jsou v rozmezí od  $i = 1,2$  až do  $i = 1,6$ , vstupní otáčky 1500 až 3000 min<sup>-1</sup>. Výkon převodovky se vyskytuje v oblasti od 800 kW až do 25 000 kW, ale v mimořádných situacích až do 40 000 kW.

### 5.9.1 Popis převodovky turbokompresoru č. 1, č. 2 a č. 3

V koksovně Svobodě, potřebují takovou převodovku, která dokáže přenášet výkon z elektromotoru na hřídel lopatkového stroje a zároveň měnit velikosti otáček z motoru na otáčky potřebné pro pohon hřídele lopatkového stroje. Tato převodovka se skládá ze dvou hřídelí, které jsou vloženy mezi čtyřmi kluznými ložisky. Otáčky se mění pomocí ozubených kol. Převodový poměr převodovky je  $i = 2,7$ . Na obr. 5.6 a 5.7 jsou zobrazeny převodovky turbokompresoru č. 2 a č. 3, které mají stejný převodový poměr.



Obr. 5.6 Převodovka turbokompresoru č. 2



Obr. 5.7 Převodovka turbokompresoru č. 3



## 6 Vyhodnocení naměřených dat turbokompresorů

V této kapitole jsou nejdříve zobrazeny obrázky turbokompresorů, na kterých se provádělo měření a zároveň je znázorněno schéma rozložení jednotlivých soustrojí turbokompresorů s řídicím centrem, které dohlíží na stav daného turbokompresoru. Změřené data jsem pak analyzoval podle metody měření a vyhodnocení mohutnosti vibrací a dalších diagnostických metod vyhodnocení naměřených dat.

### 6.1 Soustrojí turbokompresorů společnosti koksovna Svoboda

Koksovna Svoboda vlastní od 3. 8. 2012 nový turbokompresor, takže firma má tři turbokompresory, které se využívají k dopravě koksárenského plynu. Na obr. 6.1 je znázorněn turbokompresor č. 2, který je konstrukčně totožný s turbokompresorem č. 1. A nový turbokompresor č. 3 je zobrazen na obr. 6.2. Tyto tři turbokompresory jsou umístěny v jedné budově a jejich provozní stav je sledován v řídicím centru. Na obr. 6.3 je znázorněné uspořádání turbokompresorů v pracovní hale. A na obr. 6.4 je zobrazen řídicí panel turbokompresoru č. 2, který je manuálně ovládaný a stejně tak je i ovládaný turbokompresor č. 1, a na obr. 6.5 je zobrazen způsob ovládání nového turbokompresoru č. 3, který je plně automatizovaný a řízený přes počítač.

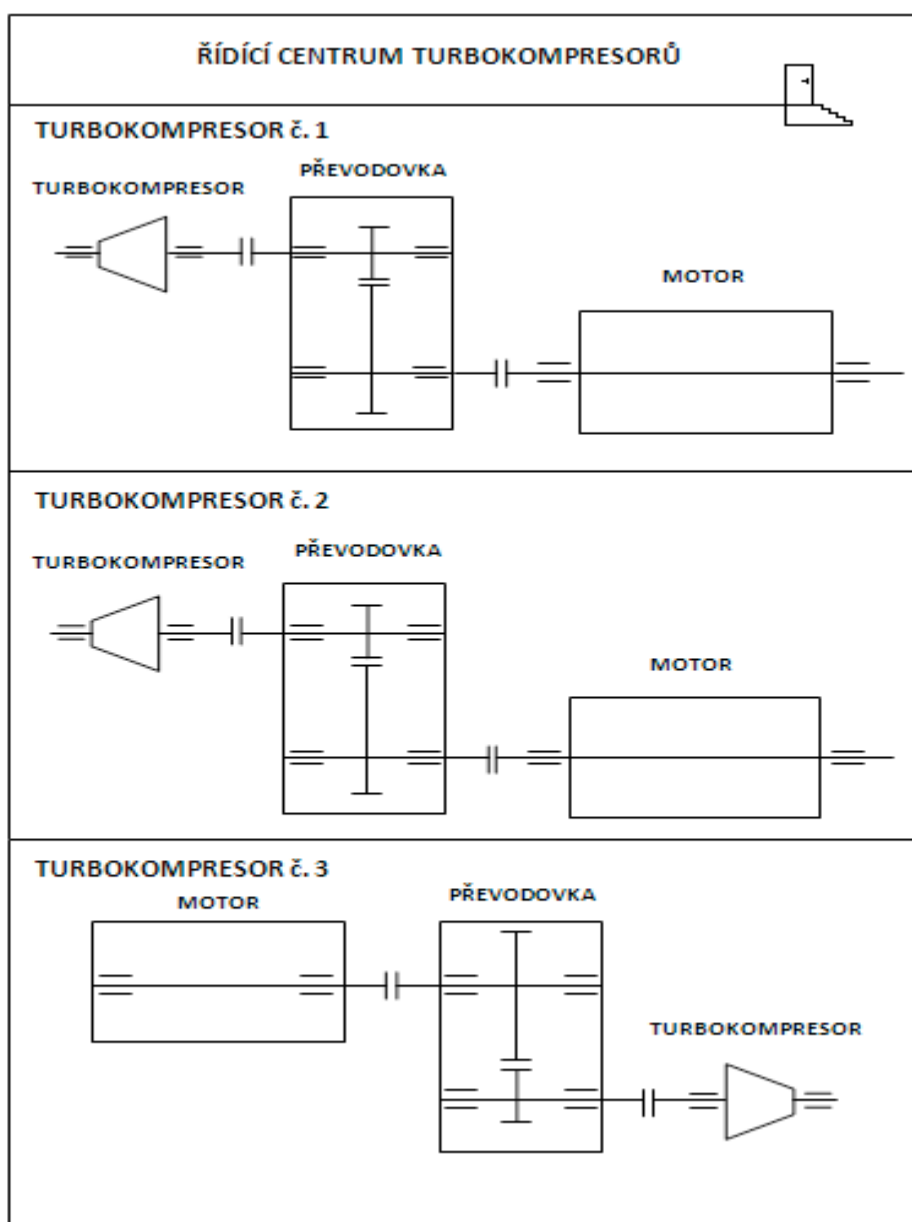


Obr. 6.1 Soustrojí turbokompresoru č. 2





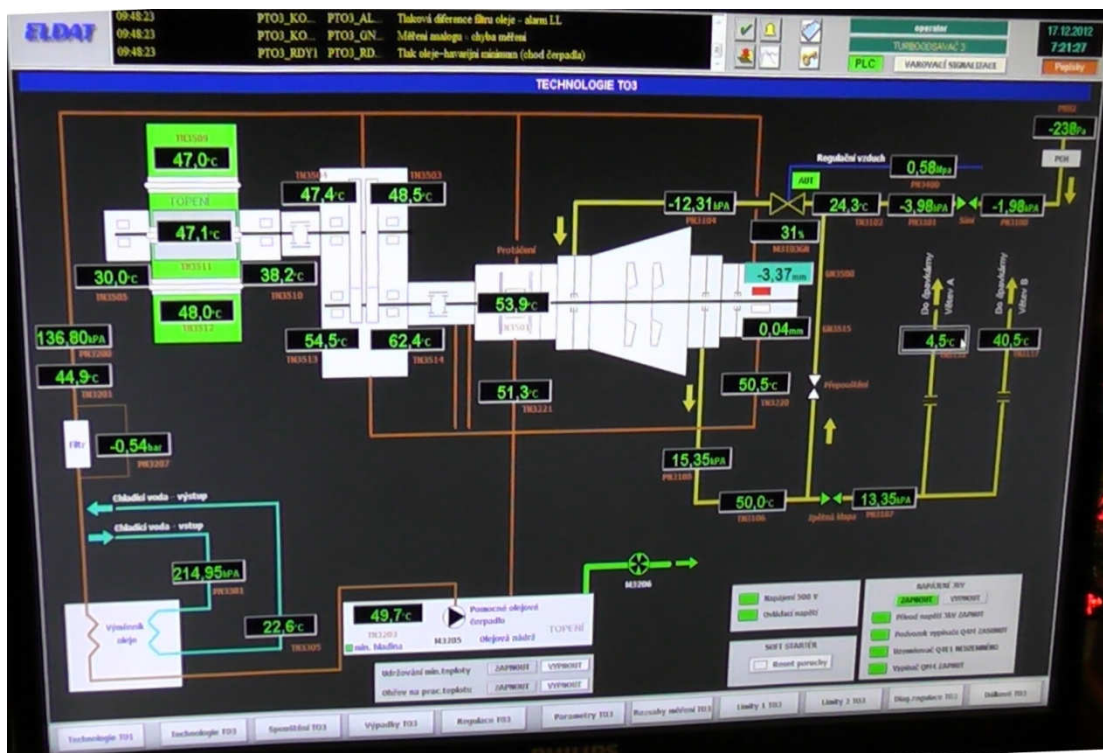
Obr. 6.2 Soustrojí turbokompresoru č. 3



Obr. 6.3 Schéma uspořádání tří turbokompresorů v pracovní hale



Obr. 6.4 Řídicí panel turbokompresoru č. 2



Obr. 6.5 Počítačem ovládaný turbokompresor č. 3

## 6.2 Měření a vyhodnocení mohutnosti vibrací

Pro tuto kapitolu byly informace čerpány dle literatury [11]

Měřením mohutnosti vibrací lze chápat jako měření efektivní hodnoty vibrací ve frekvenčním pásmu 10 až 1000 Hz a naměřené hodnoty jsou vypsány v tabulce 6.2 a jsou udávány v jednotce  $\text{mm.s}^{-1}$ . Naměřené data jsem vyhodnotil podle normy ČSN ISO 10816 – 3. V této normě platí pro soustrojí, které může být poháněno buď parní turbínou, nebo elektromotorem s provozními otáčkami od 120 do 15 000  $\text{min}^{-1}$  a výkonem nad 15kW. Tato norma se dělí do čtyř skupin, do kterých zařadíme měřený stroj podle jeho provozních parametrů. Náš měřený stroj spadá do skupiny č. 1, který je určen pro velké stroje s výkonem od 300 kW do 50 MW eventuálně elektrické stroje s výškou hřídele větší než 315 mm. Naše měřené zařízení má tuhý základ. V tabulce 6.1 jsou vypsány rozdělení pásem mohutnosti vibrací pro stroje skupiny č. 1 dle normy ČSN ISO 10816 – 3.

Tab. 6.1 Rozdělení pásem mohutnosti vibrací

Třída uložení	Hranice pásma	Efektivní hodnota výchylky [ $\mu\text{m}$ ]	Efektivní hodnota rychlosti [ $\text{mm.s}^{-1}$ ]
Tuhé	A/B	29	2,3
	B/C	57	4,5
	C/D	90	7,1
Pružné	A/B	45	3,5
	B/C	90	7,1
	C/D	140	11

### Druhy pásma hodnocení vibrací:

- **A** – vibrace ležící v tomto pásmu jsou určeny pro nové přejímané stroje,
- **B** – stroje, které spadají do tohoto pásma, mohou být provozovány po neomezeně dlouhou dobu,
- **C** – stroje ležící v tomto pásmu, jsou velmi neuspokojivé pro dlouhodobý a trvalý provoz,
- **D** – vibrace, které se vyskytují v tomto pásmu, mohou způsobit poškození stroje.

Tab. 6.2 Naměřené efektivní hodnoty rychlostí vibrací

MĚŘENÉ BODY	TURBO - č. 3 MĚŘENÍ - č. 1 (17. 12. 2012) [mm.s <sup>-1</sup> ]	TURBO - č. 2		TURBO - č. 1 MĚŘENÍ - č. 1 (7. 3. 2013) [mm.s <sup>-1</sup> ]
		MĚŘENÍ - č. 1 (30. 1. 2013) [mm.s <sup>-1</sup> ]	MĚŘENÍ - č. 2 (23. 4. 2013) [mm.s <sup>-1</sup> ]	
ML1-V	1,8	0,22	0,23	0,9
ML1-H	2	0,31	0,24	0,89
ML1-A	1,4	0,54	0,41	1,2
ML2-V	0,98	0,34	0,31	0,32
ML2-H	2,3	0,49	0,48	0,53
ML2-A	1,8	0,59	0,56	1,3
PL3-V	1	0,95	0,54	0,75
PL3-H	1,2	0,66	0,56	0,72
PL3-A	0,86	1,1	0,51	1,4
PL4-V	1	2,3	0,59	0,87
PL4-H	1,3	0,69	0,39	0,68
PL4-A	3,2	0,88	0,59	1,1
PL5-V	2,6	0,59	0,53	0,97
PL5-H	1,1	0,65	0,5	0,73
PL5-A	1,7	0,92	0,87	1,5
PL6-V	3,1	0,52	0,54	1,1
PL6-H	1,3	0,49	0,47	0,68
PL6-A	2	0,62	0,51	1,1
TL7-V	0,2	0,2	0,19	0,5
TL7-H	0,64	0,21	0,23	0,31
TL7-A	0,5	0,23	0,32	0,64
TL8-V	0,18	0,17	0,19	0,36
TL8-H	0,76	0,17	0,15	0,31
TL8-A	0,86	0,35	0,29	1,9

### Vyhodnocení naměřených hodnot mohutnosti vibrací

TURBO – č. 3:

Dvě největší efektivní hodnoty rychlostí vibrací v soustrojí turbokompresoru byly naměřeny na převodovce na ložiscích PL4-A o hodnotě 3,2 mm.s<sup>-1</sup> a PL6-V o hodnotě 3,1 mm.s<sup>-1</sup>. Tyto hodnoty spadají do pásma B, a to znamená, že převodovka může být nadále provozována po neomezeně dlouhou dobu. Ale vzhledem k zvýšeným hodnotám bych doporučil provádět častější měření.

TURBO – č. 2:

Největší efektivní hodnota rychlosti vibrací v tomto soustrojí turbokompresoru byla naměřena na převodovce na ložisku PL4-V o hodnotě  $2,3 \text{ mm.s}^{-1}$ . Tato hodnota vibrací stále patří do pásma A, a to odpovídá tomu, že převodovka je ve stavu nového přejímaného stroje. A co se týká ostatních hodnot, tak jsou natolik nízké, že celé soustrojí turbokompresoru je v naprostém pořádku.

TURBO – č. 1:

Maximální efektivní hodnota rychlosti vibrací u soustrojí turbokompresoru byla naměřena na koncovém ložisku hřídele za turbínou TL8-A o hodnotě  $1,9 \text{ mm.s}^{-1}$ . Tato hodnota spadá do pásma A, a to znamená, že turbína je ve stavu nového přejímaného stroje. Vzhledem k této hodnotě bych doporučil na tomto ložisku věnovat zvýšenou pozornost při dalším měření.

### 6.2.1 Měření a vyhodnocení stavu ložisek

Určování stavu ložisek jsem prováděl podle naměřených hodnot zrychlení vibrací ve frekvenčním pásmu 500 až 25 600 Hz a naměřené hodnoty jsou vypsány v tabulce 6.4 a jsou udávány v jednotce g. Tyto naměřené data jsem vyhodnotil podle určených a stanovených kritérií, po konzultaci s vedoucím diplomové práce. V tabulce 6.3 jsou vypsány rozdělení pásem zrychlení vibrací.

Tab. 6.3 Rozdělení pásem zrychlení vibrací

Hranice pásma	Hodnota zrychlení vibrací v RMS [g m.s <sup>-2</sup> ]
A	do 1,5
B	nad 1,5 až 2,5
C	nad 2,5 až 5
D	nad 5

#### Druhy pásma hodnocení zrychlení vibrací:

- A – nízké hodnoty zrychlení - ložiska s běžným opotřebením projevující se nižšími hodnotami zrychlení vibrací,

- B – zvýšené hodnoty zrychlení - ložiska se zvýšeným opotřebením projevující se zvýšenými hodnotami zrychlení vibrací,
- C – vysoké hodnoty zrychlení - ložisko s nadměrným opotřebením nebo pittingem, případně s problémem špatného mazání apod., proto je vhodné provést domazání ložiska, případně provést kontrolu celého mazacího systému,
- D – nadlimitní hodnoty zrychlení - ložisko s nadlimitními hodnotami zrychlení vibrací, které mohou být způsobeny opotřebením, pittingem, nedostatečným mazáním, znečištěným mazivem apod., proto je nutné provést domazání, případně výměnu ložiska apod.

Tab. 6.4 Naměřené hodnoty zrychlení vibrací ve frekvenčním pásmu 500 až 25 600 Hz

MĚŘENÉ BODY	TURBO - č. 3	TURBO - č. 2		TURBO - č. 1
	MĚŘENÍ - č. 1 (17. 12. 2012) [g m.s <sup>-2</sup> ]	MĚŘENÍ - č. 1 (30. 1. 2013) [g m.s <sup>-2</sup> ]	MĚŘENÍ - č. 2 (23. 4. 2013) [g m.s <sup>-2</sup> ]	MĚŘENÍ - č. 1 (7. 3. 2013) [g m.s <sup>-2</sup> ]
ML1-V	0,21	0,18	0,16	0,26
ML1-H	0,15	0,26	0,24	0,22
ML1-A	0,41	0,21	0,29	0,11
ML2-V	0,39	0,23	0,36	0,4
ML2-H	0,52	0,23	0,19	0,17
ML2-A	0,53	0,24	0,4	0,54
PL3-V	2,1	2,5	1,4	2,5
PL3-H	2	0,82	0,81	3,6
PL3-A	1,9	1,6	1,1	2,9
PL4-V	2,4	2	1,6	2,2
PL4-H	2	1,3	1	1,3
PL4-A	4,8	1,2	1,1	2,3
PL5-V	2	1,5	2,2	1,8
PL5-H	1,4	1,1	0,75	6,1
PL5-A	2,7	1,8	1,4	3,5
PL6-V	1,6	1,7	1,3	5,5
PL6-H	1,5	0,95	1	9,6
PL6-A	2	1,1	1,4	3,4
TL7-V	0,38	0,64	0,84	0,64
TL7-H	0,1	0,59	0,43	0,37
TL7-A	0,38	0,7	0,44	0,31
TL8-V	0,22	0,41	0,16	0,14
TL8-H	0,21	0,22	0,11	0,2
TL8-A	0,38	0,19	0,22	0,37

## **Vyhodnocení naměřených hodnot zrychlení vibrací**

TURBO – č. 3:

Dvě největší hodnoty zrychlení vibrací v soustrojí turbokompresoru byly naměřeny na převodovce na ložiscích PL4-A o hodnotě 4,8 g a PL5-A o hodnotě 2,7 g. Naměřené hodnoty spadají do pásma C, proto u ložisek se můžou vyskytovat problémy s nadměrným opotřebením či pittingem, případně s problémem špatného mazání. Kvůli tomu bych doporučil provést kontrolu celého mazacího systému.

TURBO – č. 2:

Největší hodnota zrychlení vibrací v tomto soustrojí turbokompresoru byla naměřena na převodovce na ložisku PL3-V o hodnotě 2,5 g. Naměřená hodnota zrychlení sice spadá do pásma B, ale je to už hodnota hraniční s pásmem C. Tedy u tohoto ložiska se projevuje zvýšené opotřebením. Jako doporučení bych uvedl častější měření a následně srovnání s předešlými hodnotami.

TURBO – č. 1:

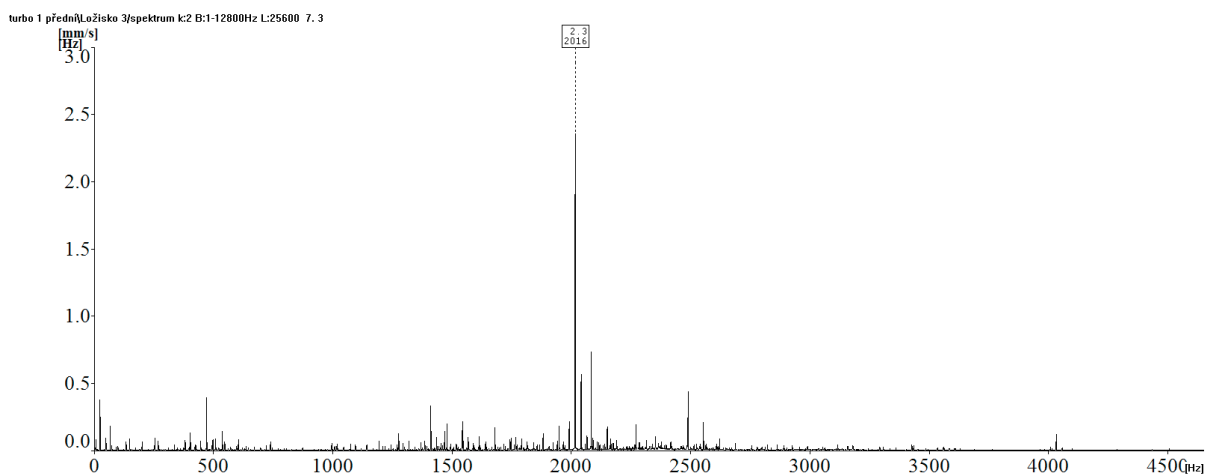
Maximální hodnoty zrychlení vibrací u soustrojí turbokompresoru byla naměřena na převodovce na ložiscích PL5-H o hodnotě 6,1g a PL6-H o hodnotě 9,6 g, které spadají do pásma D. Tyto vysoké hodnoty zrychlení vibrací mohly vzniknout kombinací signálu z ložiska, signálu z ozubení, signálu z čerpadla a jiných dalších rušivých signálů. Rozborem spektra bylo zjištěno, že největší vibrační energie pochází z ozubení, takže mohu konstatovat, že ložiska jsou v pořádku.

## 6.3 Vyhodnocení frekvenčních spekter

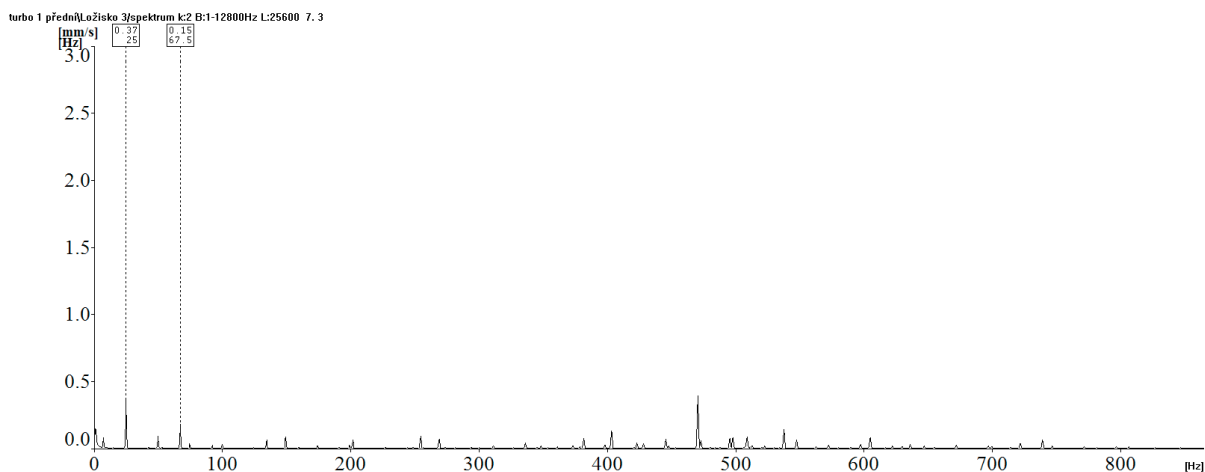
### 6.3.1 Frekvenční spektra rychlosti vibrací

Frekvenční spektra rychlostí byla měřena ve frekvenčním pásmu 1 – 12 800 Hz, ale uvedl jsem spektra do velikosti 4500 Hz, pro větší přehlednost. Vyhodnocení jsem prováděl podle diagnostických tabulek dle Berryho. Otáčková frekvence prvního hřídele je 24,75 Hz a druhá otáčková frekvence druhého hřídele je 67,5 Hz.

TURBO – č. 1:

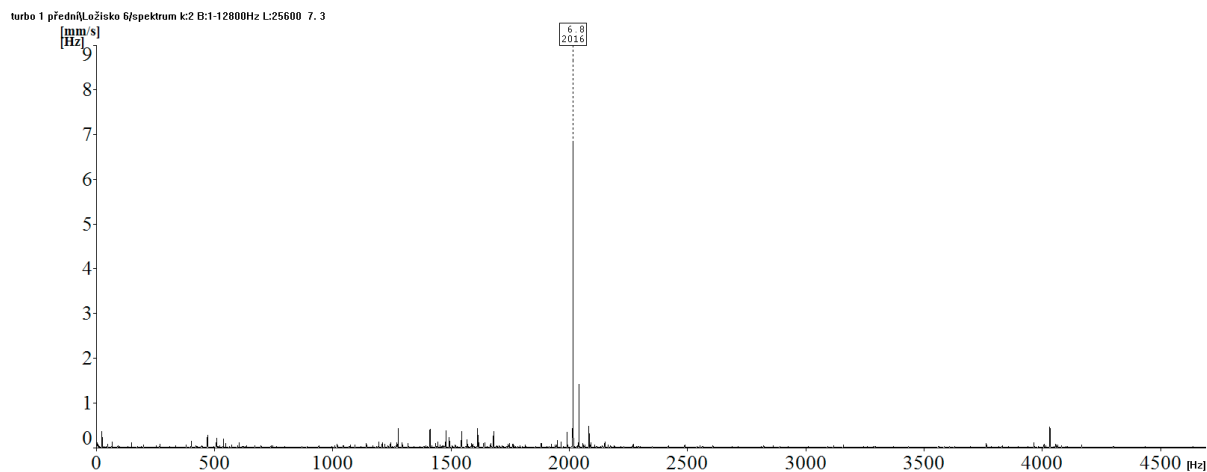


Obr. 6.6 Frekvenční spektrum efektivní hodnoty rychlosti vibrací turbo 1 ložisko tři v horizontálním směru (PL3-H)



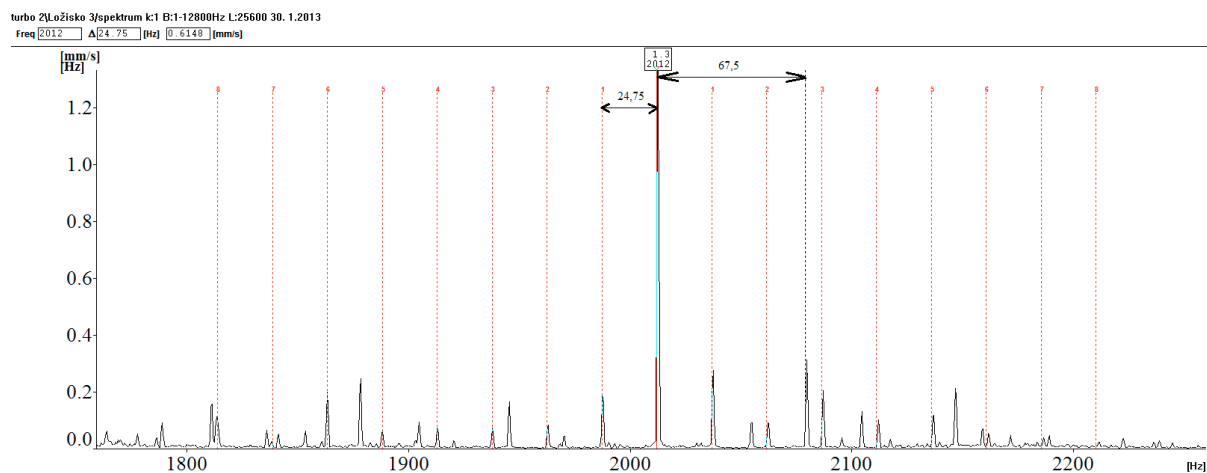
Obr. 6.7 Frekvenční spektrum efektivní hodnoty rychlosti vibrací turbo 1 ložisko tři v horizontálním směru (PL3-H)





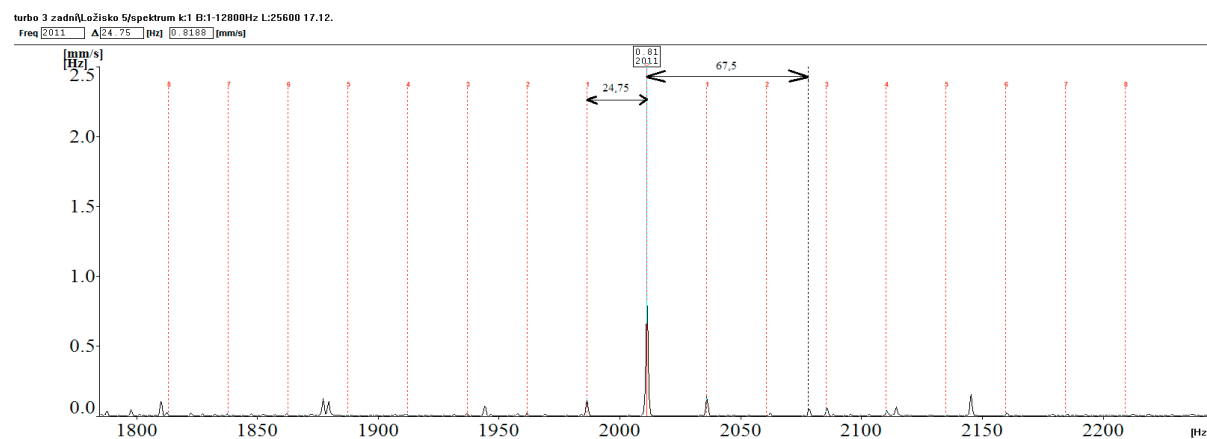
Obr. 6.8 Frekvenční spektrum efektivní hodnoty rychlosti vibrací turbo 1 ložisko šest v horizontálním směru (PL6-H)

TURBO – č. 2:



Obr. 6.9 Frekvenční spektrum efektivní hodnoty rychlosti vibrací turbo 2 ložisko tři ve vertikálním směru (PL3-V)

TURBO – č. 3:



Obr. 6.10 Frekvenční spektrum efektivní hodnoty rychlosti vibrací turbo 3 ložisko pět ve vertikálním směru (PL5-V)

Z těchto frekvenčních spekter rychlosti vibrací u každého turbokompresoru lze vidět převážně malé špičky vibrací, takže se nevyskytují žádné větší závady, které by způsobovaly zvýšení vibrací. A co se týká velikosti postranních pásem, tak není jich moc v harmonických násobcích, ale vznikající porucha tam je a doporučil bych kontrolu mazacího systému oleje.

### 6.3.2 Frekvenční spektra zrychlení vibrací

Frekvenční spektra zrychlení byla měřena ve frekvenčním pásmu 10 – 25600 Hz. Jejich vyhodnocení se provádělo podle diagnostické tabulky dle Berryho. Podle těchto tabulek jsem provedl vyhodnocení u každého turbokompresoru a to konkrétněji na převodovce, kde jsem kontroloval opotřebení zubů podle zrychlení vibrací na ložiscích, dle otáček vstupní hřídele od motoru  $n_1$  a otáček od výstupní hřídele od převodovky  $n_2$ . Pro zjištění velikosti otáčkové frekvence  $f_{n_1}$  a frekvence záběru zubů  $f_{z_1}$  jsem provedl výpočet dle těchto vztahů:

Pro vstupní hřídel:

$$\text{- otáčková frekvence: } f_{n_1} = \frac{n_1}{60} = \frac{1485}{60} = 24,75 \text{ Hz} \quad (6.1)$$

$$\text{- frekvence záběru zubů: } f_{z_1} = f_{n_1} \cdot z_1 = 24,75 \cdot 81 = 2004,75 \text{ Hz} \quad (6.2)$$

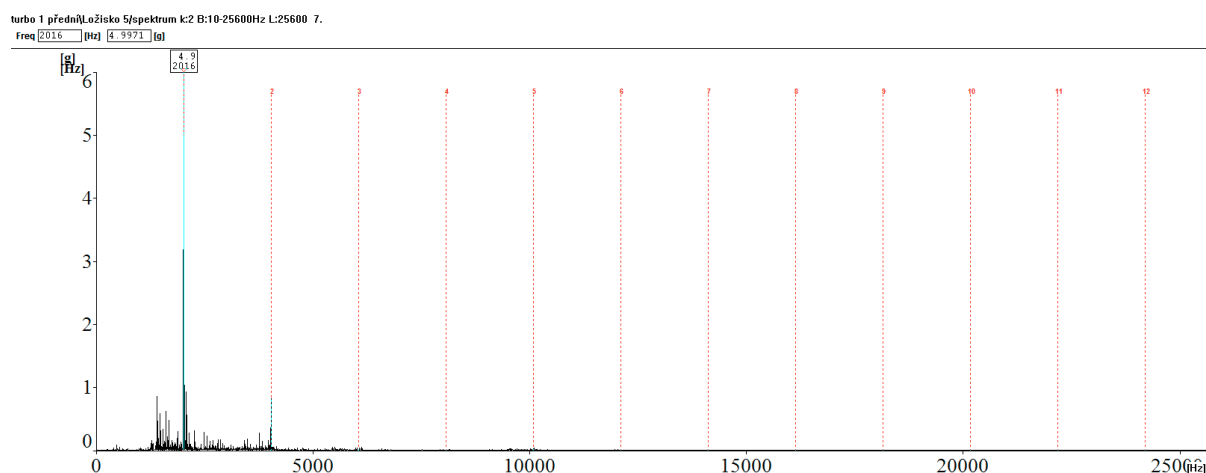
Pro výstupní hřídel:

$$\text{- otáčková frekvence: } f_{n_2} = \frac{n_2}{60} = \frac{4050}{60} = 67,5 \text{ Hz} \quad (6.3)$$

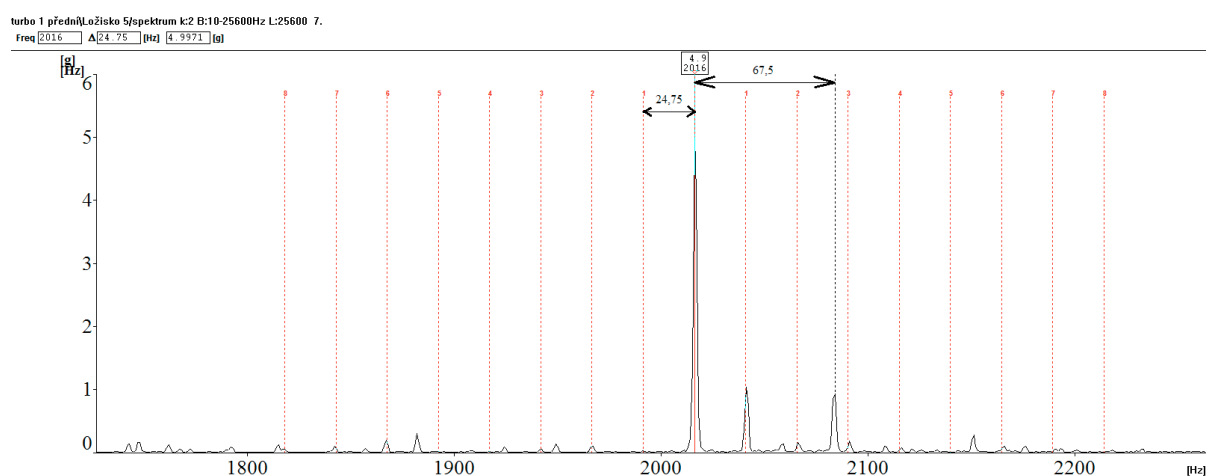
$$\text{- frekvence záběru zubů: } f_{z_2} = f_{n_2} \cdot z_2 = 67,5 \cdot 30 = 2025 \text{ Hz} \quad (6.4)$$

TURBO – č. 1:

Ve frekvenčním spektru zrychlení vibrací ve směru horizontálním (PL5-H) se nachází frekvence záběru zubů na frekvenci 2016 Hz a jejich harmonické násobky, toto spektrum je zobrazeno na obr. 6.11. Na obr. 6.12 je zobrazeno frekvenční spektrum zrychlení s postranními pásmy 24,75 Hz a je i vyznačena otáčková frekvence výstupní hřídele o frekvenci 67,5 Hz.



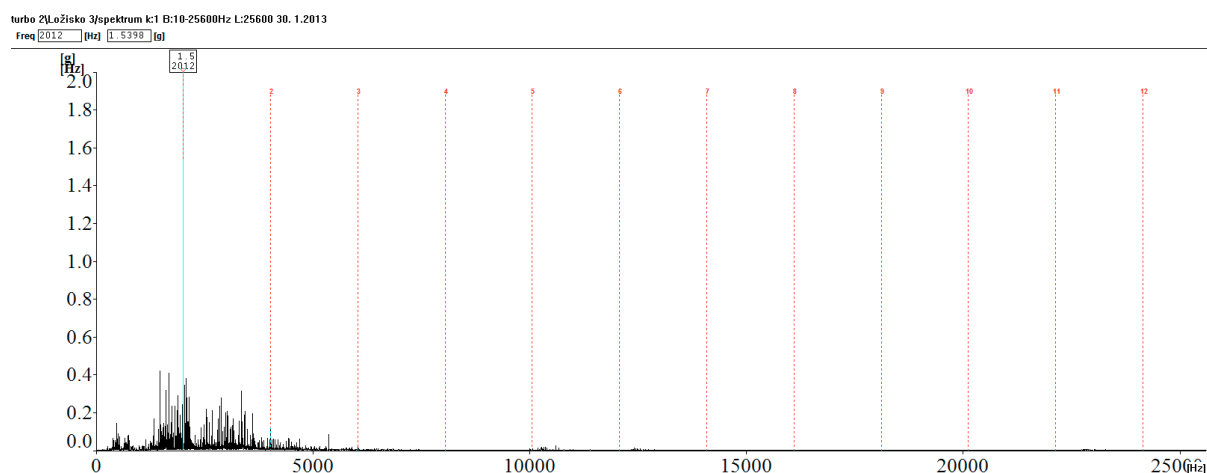
**Obr. 6.11** Frekvenční spektrum efektivní hodnoty zrychlení vibrací turbo 1 ložisko pět v horizontálním směru (PL5-H)



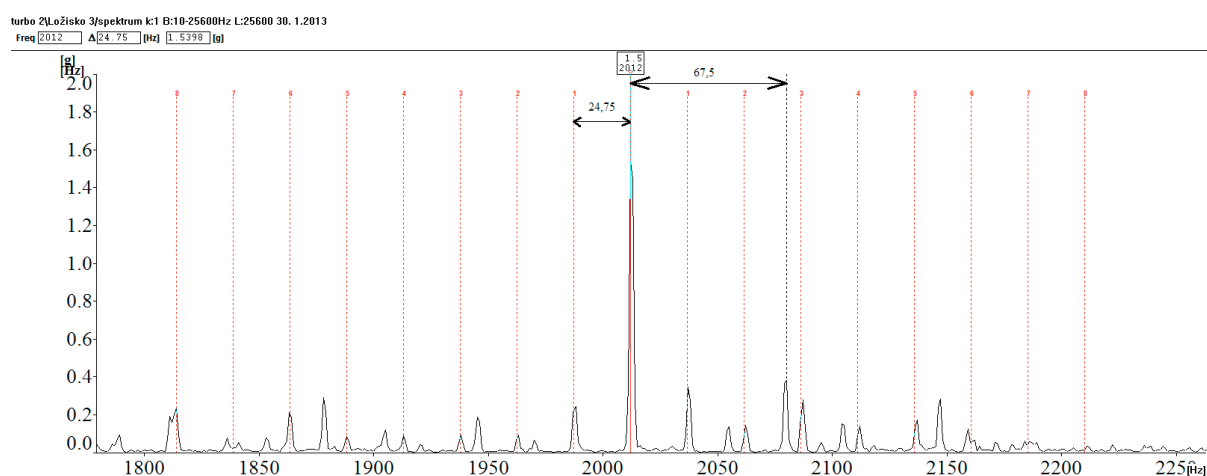
**Obr. 6.12** Frekvenční spektrum efektivní hodnoty zrychlení vibrací turbo 1 ložisko pět v horizontálním směru (PL5-H)

TURBO – č. 2:

Ve frekvenčním spektru zrychlení vibrací ve směru vertikálním (PL3-V) se nachází frekvence záběru zubů na frekvenci 2012 Hz a jejich harmonické násobky, toto spektrum je zobrazeno na obr. 6.13. Na obr. 6.14 je zobrazeno frekvenční spektrum zrychlení s postranními pásmy 24,75 Hz a je i vyznačena otáčková frekvence výstupní hřídele o frekvenci 67,5 Hz.



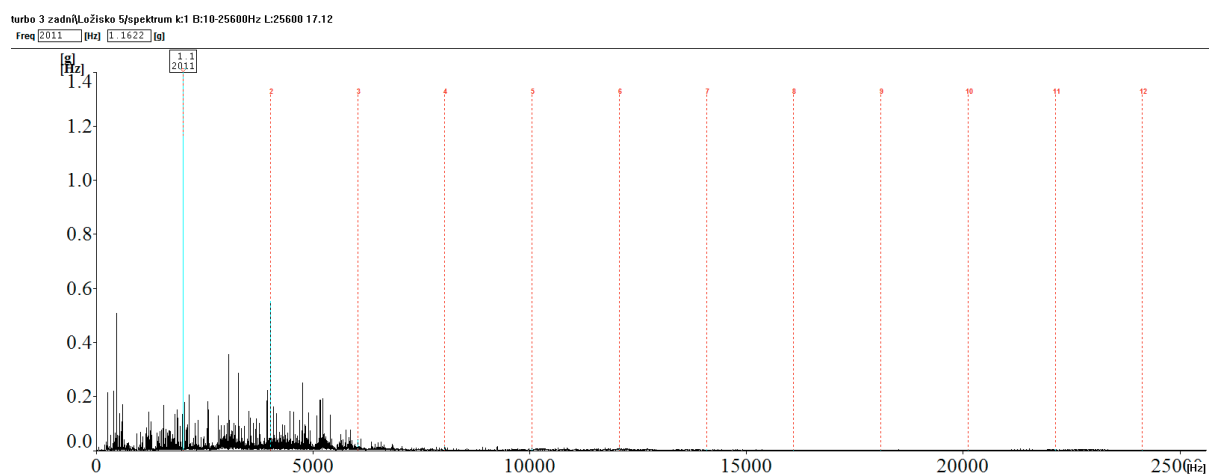
Obr. 6.13 Frekvenční spektrum efektivní hodnoty zrychlení vibrací turbo 2 ložisko tři ve vertikálním směru (PL3-V)



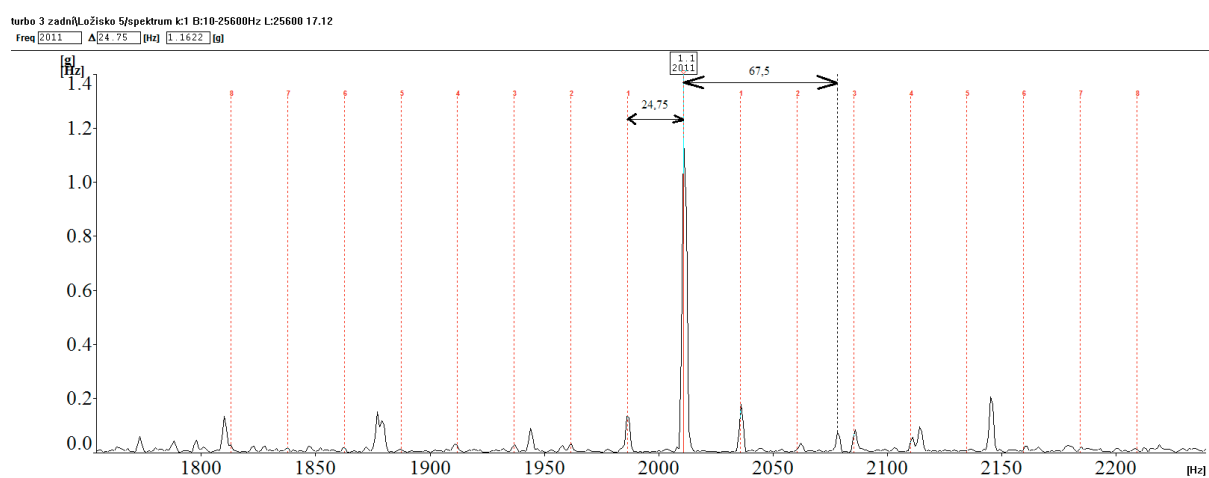
Obr. 6.14 Frekvenční spektrum efektivní hodnoty zrychlení vibrací turbo 2 ložisko tři ve vertikálním směru (PL3-V)

TURBO – č. 3:

Ve frekvenčním spektru zrychlení vibrací ve směru vertikálním (PL5-V) se nachází frekvence záběru zubů na frekvenci 2011 Hz a jejich harmonické násobky, toto spektrum je zobrazeno na obr. 6.15. Na obr. 6.16 je zobrazeno frekvenční spektrum zrychlení s postranními pásmy 24,75 Hz a je i vyznačena otáčková frekvence výstupní hřídele o frekvenci 67,5 Hz.



**Obr. 6.15** Frekvenční spektrum efektivní hodnoty zrychlení vibrací turbo 3 ložisko pět ve vertikálním směru (PL5-V)



**Obr. 6.16** Frekvenční spektrum efektivní hodnoty zrychlení vibrací turbo 3 ložisko pět ve vertikálním směru (PL5-V)

Z těchto spekter lze posoudit to, že jejich postranní pásma mají malou amplitudu, oproti vlastní frekvenci záběru zubů, které má vyšší amplitudu zrychlení. Takže ozubené kola na převodovce od všech tří turbokompresorů nemají výrazně opotřebené zuby.

## Závěr

Úkolem této diplomové práce bylo zjistit technický stav turbokompresorů, které se nachází ve společnosti OKK Koksovný, a.s. – Provoz Koksovna Svoboda v Ostravě. K měření všech turbokompresorů bylo využito metod vibrodiagnostiky.

Z naměřených efektivních hodnot rychlosti vibrací u jednotlivých turbokompresorů jsem zjistil, že u turbokompresoru č. 3 byly naměřeny vysoké hodnoty na převodovce, které spadají do pásma B, a to znamená, že převodovka může být nadále provozována po neomezeně dlouhou dobu. Ale vzhledem k zvýšeným hodnotám bych doporučil provádět častější měření. U turbokompresoru č. 2 byla naměřena nejvyšší hodnota na převodovce, ale která stále patří do pásma A, a to odpovídá tomu, že převodovka je ve stavu nového přejímaného stroje. A co se týká ostatních hodnot, tak jsou natolik nízké, že celé soustrojí turbokompresoru je v naprostém pořádku. Turbokompresor č. 1 byla naměřena maximální efektivní hodnota na koncovém ložisku hřídele za turbínou, přičemž tato hodnota spadá do pásma A, stejně jako u turbokompresoru č. 2.

Dále jsem provedl analýzu stavu ložisek, podle velikosti zrychlení vibrací a došel jsem k těmto závěrům. U soustrojí turbokompresoru č. 3 v převodovce byly naměřeny vysoké hodnoty, které spadají do pásma C, proto u ložisek se můžou vyskytovat problémy s nadměrným opotřebením či pittingem, případně s problémem špatného mazání. Kvůli tomu bych doporučil provést kontrolu celého mazacího systému. U soustrojí turbokompresoru č. 2 v převodovce byla naměřena zvýšená hodnota zrychlení vibrací, která sice spadá do pásma B, ale je to už hodnota hraniční s pásmem C. Tedy u tohoto ložiska se projevuje zvýšené opotřebením. Jako doporučení bych uvedl častější měření a následně srovnání s předešlými hodnotami. U soustrojí turbokompresoru č. 1 v převodovce byly naměřeny nadlimitní hodnoty zrychlení vibrací, které spadají do pásma D. Tyto vysoké hodnoty zrychlení vibrací mohly vzniknout kombinací signálu z ložiska, signálu z ozubení, signálu z čerpadla a jiných dalších rušivých signálů. Rozborem spektra bylo zjištěno, že největší vibrační energie pochází z ozubení, takže mohu konstatovat, že ložiska jsou v pořádku, ale ozubení vykazuje známky opotřebením.

Při rozboru frekvenčních spekter lze pozorovat zubové frekvence jednotlivých převodovek, včetně nevýrazných postranních pásem. Tyto projevy odpovídají běžnému opotřebením. Doporučuji ale kontrolu čistoty olejové náplně, pravidelné měření a vyhodnocení vibrací.

## Poděkování

Především bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce Ing. Janu Blatovi, Ph.D. za jeho čas, a také za jeho cenné rady, ochotu, trpělivost a vždy vřelý přístup. Také bych rád poděkoval, zaměstnanci společnosti Koksovna Svoboda p. Jiřímu Štekrovi za jeho ochotu a skvělou spolupráci při měření. A nakonec bych chtěl poděkovat rodině, kteří mi byli po celou dobu studia psychickou podporou.

## Použitá literatura:

- [1] HELEBRANT, František a Jiří ZIEGLER. *Technická diagnostika a spolehlivost II: Vibrodiagnostika*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2004, 173 s. ISBN 80-248-0650-9.
- [2] TŮMA, Jiří. *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Praha: Sdělovací technika, 1997, 174 s. ISBN 80-901-9361-7.
- [3] AURA a. s.: *Průmyslová diagnostika, Aktivní snímače vibrací*. [online]. [cit. 2013-03-01]. Dostupné z:  
[http://www.auranet.cz/eshop/index.php?route=product/product&product\\_id=51](http://www.auranet.cz/eshop/index.php?route=product/product&product_id=51)
- [4] RSComponents Česká republika: *Indukční bezdotykové snímače*. [online]. [cit. 2013-03-01]. Dostupné z: <http://cz.rs-online.com/web/p/products/4370757/>
- [5] KAMINSKÝ, Jaroslav, Kamil KOLARČÍK a Oto PUMPRLA. *Kompresory*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2004, 122 s. ISBN 80-248-0704-1.
- [6] ŠKOPEK, Jan. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2010, 244 s. ISBN 978-80-7043-862-6.
- [7] ŠMID, Vladimír a Pavel ŠÍDLO. *Turbokompresory a ventilátory: turbokompresory: určeno pro stud. fak. strojní*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1990, 281 s. ISBN 80-010-0459-7.
- [8] DVOŘÁK, Ladislav. *Plynové turbíny a turbokompresory*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1984, 184 s.
- [9] OKK Koksovny, a.s. [online]. *Koksovna Svoboda*. [cit. 2013-03-13]. Dostupné z: <http://www.koksovny.cz/cs/o-nas>
- [10] Adash spol. s r.o.: *Produkty*. [online]. [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: [http://www.adash.cz/product\\_a4400\\_cz.php](http://www.adash.cz/product_a4400_cz.php)
- [11] ČSN ISO 10816-3. *Vibrace - Hodnocení vibrací strojů na základě měření na nerotujících částech*. Praha: ČNI, 1999.